

**DISEÑO, MONTAJE Y PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE  
POTENCIA DEL BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DE LA FUNDACIÓN  
UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES**

DIEGO GEOVANNY CÁCERES MIRANDA  
STIVEN REYES LÓPEZ  
ANDRÉS STEVEN VÁSQUEZ VALBUENA

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES

FACULTA DE INGENIERÍA

PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ

2018

**DISEÑO, MONTAJE Y PUESTA A PUNTO DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN DE  
POTENCIA DEL BANCO DE PRUEBAS DE MOTORES DE LA FUNDACIÓN  
UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES**

DIEGO GEOVANNY CÁCERES MIRANDA  
STIVEN REYES LÓPEZ  
ANDRÉS STEVEN VÁSQUEZ VALBUENA

Trabajo de grado para optar por el título de grado de ingeniero mecánico

Director  
ALEXANDER GARCÍA MARIACA  
Ingeniero Mecánico

FUNDACIÓN UNIVERSITARIA LOS LIBERTADORES

FACULTA DE INGENIERÍA

PROGRAMA INGENIERÍA MECÁNICA

BOGOTÁ

2018

## Contenido

Índice de figuras .....	6
Índice de Tablas .....	10
1. RESUMEN .....	12
2. INTRODUCCIÓN .....	13
3. OBJETIVO GENERAL .....	15
3.1. Objetivos específicos .....	15
4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN .	16
4.1. Aspecto Académico .....	16
4.2. Pregunta de Investigación .....	17
5. JUSTIFICACIÓN .....	18
5.1. Aspecto académico .....	18
5.2. Aspecto investigativo .....	18
6. MARCO DE REFERENCIA.....	20
6.1. Marco teórico.....	20
6.2. Marco conceptual .....	35
6.3. Glosario de variables .....	40
7. METODOLOGÍA .....	44
7.1. Enfoque de marco lógico .....	44
7.2. Árbol de problemas/ diagrama de problemas.....	44
7.3. Árbol de objetivos/ diagrama de objetivos.....	45
7.4. Análisis del problema.....	46
7.5. Propósito .....	46
7.6. Meta del proyecto .....	46
7.7. Productos deseados .....	46
7.8. Principales involucrados .....	47
7.9. Clientes directos .....	47
7.10. Clientes indirectos .....	47
7.11. Análisis de involucrados (grupo de interesados) .....	48
7.12. Líneas de acción, limitaciones y riesgos. ....	49
7.13. Análisis de los grupos de interés .....	49

7.14. Ámbito de aplicación.....	50
7.15. Alternativas de solución propuestas.....	50
7.16. Casa de la calidad o QFD.....	51
7.17. Análisis de alternativas de solución .....	53
8. CÁLCULOS TEÓRICOS TRANSMISIÓN MECÁNICA.....	55
8.1. Análisis de caja de cambios de transmisión honda xl200®.....	56
8.2. Diseño engranajes.....	61
8.2.1. Geometría engranaje conductor y conducido: .....	61
8.2.2. Cálculo de fuerzas en los dientes: .....	64
8.2.3. Cálculo del esfuerzo por flexión en el diente: .....	66
8.2.5. Cálculo de tensión permisible según norma AGMA:.....	72
8.2.6. Cálculo de tensión de contacto de trabajo según la norma AGMA: ...	76
8.2.7. Cálculo de tensión de contacto permisible según la norma AGMA: ..	81
8.3. Diseño de los ejes de la caja de cambios: .....	85
8.3.1. Fuerzas producidas en los ejes: .....	85
8.3.2. Tipo de cargas.....	86
8.3.3. Momentos producidos en los ejes: .....	87
8.3.4. Calculo de torque en cada eje .....	92
8.3.5. Tensiones producidas en los ejes.....	95
8.3.6. Material de composición de los ejes .....	99
8.3.7. Criterio de Goodman .....	102
8.3.8. Fluencia .....	104
8.3.9. Análisis de ejes respecto de su rigidez.....	105
8.3.10. Validación de los ejes adicionales a través elementos finitos .....	112
8.4. Uniones y elementos de fijación .....	114
8.4.1. Ejes perfilados o acanalados.....	114
8.4.2. Cálculos de cuñas y cuñeros.....	119
8.4.3. Rodamientos .....	124
8.4.4. Lubricante.....	129
9. MODELACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN.....	133
10. INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN EN EL BANCO DE PRUEBAS .....	142
11. CONCLUSIONES.....	146

12.	RECOMENDACIONES .....	147
13.	PRESUPUESTO EJECUCIÓN DEL PROYECTO.....	148
	BIBLIOGRAFÍA .....	149
	ANEXOS .....	152

## Índice de figuras

Figura 1: Partes de una rueda dentada.....	28
Figura 2: Partes de un embrague .....	31
Figura 3: Árbol de problemas / diagrama de problemas, autores .....	45
Figura 4: Árbol de objetivos/Diagrama de objetivos, autores.....	45
Figura 5: Casa de calidad QFD, autores.....	51
Figura 6: Transmisión mecánica honda XL200 .....	54
Figura 7: Ficha técnica honda xl200.....	54
Figura 8: Representación general sistema de transmisión honda xl200.....	55
Figura 9: Curvas de desempeño del MCI .....	56
Figura 10: Representación en CAD de los ejes primario y secundario, autores .....	58
Figura 11: Relación de transmisión, eje principal y secundario, autores.....	59
Figura 12: Primera velocidad, autores .....	59
Figura 13: Segunda velocidad, autores.....	60
Figura 14: Tercera velocidad, autores .....	60
Figura 15: Cuarta velocidad, autores.....	60
Figura 16: Quinta velocidad, autores.....	61
Figura 17: Representación Angulo de contacto, engranajes.....	66
Figura 18: Factor geométrico (J) AGMA.....	69
Figura 19: Factor de forma AGMA (graficando este caso) .....	71
Figura 20: Factor de vida a la resistencia por picadura, norma AGMA.....	73
Figura 21: Factor de vida a la resistencia a la flexión, norma AGMA.....	74
Figura 22: Factor de vida o de duración (CL).....	82
Figura 23: Representación de la fuerza tangencial (Ft) y fuerza radial (Fr) en los ejes respecto al plano YZ, autores .....	85
Figura 24: Esfuerzos variables con el tiempo .....	86
Figura 25: Análisis grafico para el torque, autores .....	86
Figura 26: Diagrama de representación de las fuerzas radiales sobre los ejes, autores.....	87
Figura 27: Diagrama estático de la fuerza radial en la primera relación de cambio (Elaborado en MDsolids), autores .....	89
Figura 28: Diagrama estático de la fuerza tangencial en la primera relación de cambio (Elaborado en MDsolids), autores .....	90
Figura 29: Diagrama estático en la primera velocidad del eje secundario (Elaborado en MDsolids), autores	91
Figura 30: Eje primario (A), autores.....	93
Figura 31: Eje secundario (B), autores .....	93
Figura 32: Eje tres (C), autores .....	93
Figura 33: Eje cuatro (D), autores.....	94
Figura 34: Diámetros del eje primario, autores.....	96
Figura 35: Criterios de fallo a tensiones variables .....	103
Figura 36: Carga radial sobre el eje primario, autores.....	106
Figura 37: Carga tangencial sobre el eje primario, autores.....	106
Figura 38: Ejemplo deflexión, eje escalonado.....	108
Figura 39: Cambios de diámetro a través del eje principal, autores.....	108

Figura 40: Distancia entre fuerzas, números de posición y magnitudes de la fuerza tangencial para el plano vertical, eje principal, autores .....	109
Figura 41: Cambios de diámetro a través del eje secundario, autores .....	110
Figura 42: Distancia entre fuerzas, números de posición y magnitudes de la fuerza tangencial para el plano vertical, eje secundario, autores .....	111
Figura 43: Deformación, eje tres, autores .....	112
Figura 44: Tensiones equivalentes de Von Mises, eje tres, autores .....	112
Figura 45: Factor de seguridad, eje tres, autores .....	113
Figura 46: Deformación, eje cuatro, autores .....	113
Figura 47: Tensiones equivalentes de Von Mises, eje cuatro, autores .....	113
Figura 48: Factor de seguridad, eje cuatro, autores .....	113
Figura 49: Engranaje sincronizador con sección perfilada en el diámetro menor, autores .....	115
Figura 50: Dimensiones para eje acanalado 25 mm diámetro .....	116
Figura 51: Fuerza cortante en el eje acanalado, autores .....	117
Figura 52: Radio de filete en el acanalado del eje primario, autores .....	117
Figura 53: Factores de concentración de esfuerzos para un eje sometido a torsión con asiento de llave semicircular .....	118
Figura 54: Eje principal, sección con cuña 20 mm de diámetro, autores .....	120
Figura 55: Longitud del cuñero en el principal, autores .....	121
Figura 56: Dimensionamiento y fuerzas de la chaveta .....	121
Figura 57: Cálculo de la viscosidad nominal $v_1$ a la temperatura de funcionamiento .....	127
Figura 58: Factor aSKF para los rodamientos radiales de bolas .....	128
Figura 59: Características del rodamiento 6204 .....	130
Figura 60: Cálculo de la viscosidad nominal $v_1$ a la temperatura de funcionamiento .....	130
Figura 61: Viscosidad absoluta en función de la temperatura .....	131
Figura 62: Transmisión mecánica piñón-cadena soportada por chumaceras, autores .....	133
Figura 63: Eje primario caja de cambios, autores .....	134
Figura 64: Eje secundario caja de cambios, autores .....	134
Figura 65: Engranajes montados en sus respectivos ejes, autores .....	135
Figura 66: Corona de embrague con su respectivo engranaje, autores .....	135
Figura 67: Carcasas de la caja de transmisión, autores .....	136
Figura 68: Dimensiones de motores Honda .....	136
Figura 69: Altura del eje respecto a su base en el MCI, autores .....	137
Figura 70: Base sujeción a caja de transmisión, autores .....	137
Figura 71: Eje tres con su respectiva sección para engranaje 22T, autores .....	138
Figura 72: Eje cuatro con engranaje de reducción final 68T, autores .....	138
Figura 73: Base - sujeción a caja externa de transmisión, autores .....	139
Figura 74: Caja externa de transmisión, autores .....	139
Figura 75: Pie amigo en la base del generador, autores .....	139
Figura 76: Base de sujeción encoder, autores .....	140
Figura 77: Ilustración 85: Generador eléctrico .....	140
Figura 78: Motor de combustión interna (MCI) GX240-270 .....	140
Figura 79: Torquímetro Kistler 4520A a 100Nm .....	141
Figura 80: Ensamble general del sistema de transmisión mecánica en el banco de pruebas para MCI, autores. ....	141
Figura 81: Vista general del desmontaje, autores .....	142

Figura 82: Ubicación del montaje en solidworks, autores .....	142
Figura 83: Puntos de ajuste caja de transmisión Honda XL200 .....	143
Figura 84: Montaje de la caja de transmisión a la estructura del banco, autores .....	143
Figura 85: Montaje de la caja reductora respecto a la caja de transmisión, autores .....	144
Figura 86: Montaje de la caja reductora respecto a la caja de transmisión, segunda vista, autores .....	144
Figura 87: Figura montaje del generador en el banco de pruebas, autores .....	144
Figura 88: Transmisión con palanca y manigueta en el montaje, autores .....	145
Figura 89: Primer pre-diseño, vista general, autores.....	153
Figura 90: Primer pre-diseño caja reductora, autores.....	153
Figura 91: Forma interna del primer diseño de la caja reductora, autores.....	153
Figura 92: Primer pre-diseño caja reductora, segunda vista, autores .....	154
Figura 93: Posteriores diseños, vista general, autores .....	154
Figura 94: Posteriores diseños, segunda vista, autores .....	154
Figura 95: Engranaje 68 T, generador, autores .....	155
Figura 96: Placa lateral, autores.....	155
Figura 97: Placa delantera, autores .....	156
Figura 98: Placa inferior, autores .....	156
Figura 99: Placa superior, autores .....	156
Figura 100: Placa trasera, autores .....	157
Figura 101: Tapa rodamiento 6004, autores.....	157
Figura 102: Tapa rodamiento 6206, autores.....	157
Figura 103: Caja de reducción, ensamble general, autores .....	158
Figura 104: Eje cuatro, autores .....	158
Figura 105: Eje tres, dentro caja de transmisión, autores .....	159
Figura 106: Eje reemplazo torquimetro, autores .....	159
Figura 107: Eje principal, caja de transmisión, autores .....	159
Figura 108: Engranaje 22T, eje tres, autores.....	160
Figura 109: Engranaje 68T, eje cuatro, autores.....	160
Figura 110: Placa frontal, generador, autores.....	161
Figura 111: Placa superior, generador, autores .....	161
Figura 112: Triangulo, generador, autores.....	161
Figura 113: Ensamble, pie amigo, generador, autores .....	162
Figura 114: Perfil en C, generador, autores .....	162
Figura 115: Base, sujeción caja de reducción, autores .....	162
Figura 116: Placa frontal, sujeción caja de reducción, autores .....	163
Figura 117: Placa superior, sujeción caja de reducción, autores.....	163
Figura 118: Triangulo 1, sujeción caja de reducción, autores .....	163
Figura 119: Triangulo 2, sujeción caja de reducción, autores .....	164
Figura 120: Ensamble sujeción caja de reducción, autores.....	164
Figura 121: Base lateral, sujeción caja de transmisión, autores.....	164
Figura 122: Placa frontal, sujeción caja de transmisión, autores .....	165
Figura 123: Triangulo caja, sujeción caja de transmisión, autores .....	165
Figura 124: Ensamble sujeción caja de transmisión, autores.....	165
Figura 125: Orejas 1, sujeción caja de transmisión, autores.....	166
Figura 126: Orejas 2, sujeción caja de transmisión, autores.....	166
Figura 127: Base 1, sujeción torquimetro, autores .....	166



Figura 128: Base 2, sujeción torquimetro, autores .....	167
Figura 129: Placa frontal, sujeción torquimetro, autores .....	167
Figura 130: Placa superior, sujeción torquimetro, autores.....	167
Figura 131: Triangulo, sujeción torquimetro, autores .....	168
Figura 132: Ensamble sujeción torquimetro, autores.....	168
Figura 133: Base sujeción motor, autores.....	168
Figura 134: Conjunto general, autores .....	169

## Índice de Tablas

Tabla 1: Análisis DOFA, autores.....	49
Tabla 2: Relaciones de velocidad HONDA XL200® .....	57
Tabla 3: Relación de transmisión (de acuerdo orden de los engranajes en los ejes), autores .....	58
Tabla 4: módulos de engranajes y pasos estandarizados (UNE 3121) .....	62
Tabla 5: Dimensiones de los engranajes calculados, autores.....	64
Tabla 6: Fuerzas tangencial y radial critica en cada relación, autores. ....	66
Tabla 7: Fuerza tangencial real teniendo en cuenta la variación de la potencia por la variación de velocidad a través del sistema, autores.....	66
Tabla 8: Descripción general acero AISI 4140 .....	67
Tabla 9: Numero de calidad AGMA recomendados.....	69
Tabla 10: Aplicación de factores Ka. ....	70
Tabla 11: Aplicación de factores Km.....	71
Tabla 12: Esfuerzo por flexión, autores. ....	72
Tabla 13: Resistencia a la flexión AGMA St. ....	73
Tabla 14: Factor KR, AGMA. ....	74
Tabla 15: Coeficiente elástico. ....	76
Tabla 16: Aplicación de factores Ka=Ca. ....	77
Tabla 17: Aplicación de factores Km (cm). ....	78
Tabla 18: Tensión de contacto de trabajo AGMA, autores. ....	81
Tabla 19: Resistencia a la fatiga superficial (Sc). ....	82
Tabla 20: Coeficiente de seguridad o de fiabilidad CR, autores. ....	84
Tabla 21: Fuerzas que actúan en los ejes, autores. ....	86
Tabla 22: Fuerzas producidas en los ejes, autores. ....	87
Tabla 23: Momentos torsores en cada relación de velocidad en el eje primario, autores. ....	88
Tabla 24: Momentos torsores en cada relación de velocidad en el eje secundario, autores. ....	88
Tabla 25: Solicitaciones del eje primario, autores.....	91
Tabla 26: Solicitaciones del eje secundario, autores. ....	92
Tabla 27: Solicitudes del eje tres y cuatro, autores. ....	92
Tabla 28: Torque en cada uno de los ejes en la primera velocidad, autores. ....	94
Tabla 29: Torque en cada uno de los ejes en segunda velocidad, autores. ....	94
Tabla 30: Torque en cada uno de los ejes en tercera velocidad, autores. ....	94
Tabla 31: Torque en cada uno de los ejes en cuarta velocidad, autores. ....	94
Tabla 32: Torque en cada uno de los ejes en quinta velocidad, autores. ....	95
Tabla 33: Solicitaciones del eje primario, autores.....	95
Tabla 34: Solicitaciones del eje secundario, autores. ....	96
Tabla 35: Diámetros mínimos de los ejes principal y secundario, autores. ....	96
Tabla 36: Flexiones y tensiones del eje primario, autores. ....	99
Tabla 37: Flexiones y tensiones del eje secundario, autores. ....	99
Tabla 38: Factores para el cálculo del coeficiente acabado superficial (Ka). ....	100
Tabla 39: Factores de seguridad eje primario, autores.....	103
Tabla 40: Factores de seguridad eje secundario, autores.....	104
Tabla 41: Evaluación a fluencia eje primario, autores. ....	104
Tabla 42: Evaluación a fluencia eje secundario, autores. ....	104

Tabla 43: Cargas producidas en los ejes, autores. ....	105
Tabla 44: Diámetros mínimos de los ejes principal y secundario, autores. ....	106
Tabla 45: Distancias entre los puntos de los cambios de sección y fuerza respectivamente en el eje principal, autores. ....	109
Tabla 46: Propiedades físicas materiales, módulo de elasticidad acero AISI 4140. ....	109
Tabla 47: Deflexión a carga tangencial en primera relación, eje principal, autores. ....	110
Tabla 48: Deflexión a carga radial en primera relación, eje principal, autores. ....	110
Tabla 49: Pendientes y deflexiones resultantes de eje principal, autores. ....	110
Tabla 50: Distancias entre los puntos de los cambios de sección y fuerza respectivamente, eje secundario, autores. ....	111
Tabla 51: Deflexión a carga tangencial en primera relación, eje secundario, autores. ....	111
Tabla 52: Deflexión a carga radial en primera relación, eje secundario, autores. ....	111
Tabla 53: Pendientes y deflexiones resultantes del eje secundario, autores. ....	111
Tabla 54: Solicitaciones ejes tres y cuatro, autores. ....	114
Tabla 55: Ejes nervados con flancos rectos. ....	115
Tabla 56: Ejes estriados DIN 5463 ....	116
Tabla 57: cuñeros y cuñas estandar ....	120
Tabla 58: Solicitaciones cuñas ....	123
Tabla 59: Selección de rodamiento de bolas SKF. ....	125
Tabla 60: Valores del factor de ajuste de la vida útil a1. ....	126
Tabla 61: Valores orientativos para el factor nc para distintos niveles de contaminación. ....	128
Tabla 62: Clasificación por Viscosidad SAE. ....	132
Tabla 63: Alturas de ejes según los fabricantes. ....	136
Tabla 66: Costos proyecto, autores. ....	148
Tabla 67: Matriz de marco lógico, autores. ....	152

## 1. RESUMEN

El banco de pruebas para motores de combustión interna está constituido por una base de acero estructural sobre el cual se ubican los diferentes elementos y equipos mecánicos, los cuales serán claves para la realización de pruebas para motores de combustión interna MCI. El banco de pruebas para MCI podrá indicar diferentes medidas experimentales adecuando ciertos elementos para el estudio de fenómenos en el motor como: las pérdidas de energía, torque, potencia al freno, combustión, emisiones, material particulado entre las diferentes variables que puedan presentarse en el motor. La potencia será brindada por un motor estacionario MCI, dicho motor será puesto a prueba a unos regímenes de velocidad por debajo y por encima de las 3600 revoluciones por minuto RPM, con este hecho observar el comportamiento del MCI a condiciones experimentales reales.

Se optará por el cambio del sistema y elementos mecánicos flexibles y rígidos respecto al sistema de transmisión (piñón-cadena) actual que cuenta el banco de pruebas para MCI de la Universidad Los Libertadores, el mejoramiento de materiales y caracterización de elementos mecánicos funcionales dará paso a un mejor uso del banco por consiguiente se mejoraran aspectos estéticos y aumento en la eficiencia respecto a la pérdida de potencia del sistema de transmisión actual.

Todo sistema mecánico tiene su forma específica y funcionamiento que dependen de factores como la fiabilidad y desempeño, dichos factores se satisfacen con un criterio de diseño constructivo apropiado para tal fin, pero también responden al tipo de mantenimiento siendo de tipo preventivo, predictivo o correctivo al que sean puesto los elementos mecánicos que lo componen, esto asegurará un tiempo prolongado de vida útil y la conservación de las características mecánicas a largo plazo.

Se propone mejorar el sistema actual (piñón-cadena) que se encuentra en la Universidad Los Libertadores sede Bogotá con el fin de brindar un diseño más compacto reducir espacio de montaje, pérdidas de potencia que se generen en el uso, brindar elementos nuevos de laboratorio a la Universidad Los Libertadores y brindar un equipo óptimo para la investigación a futuros ingenieros mecánicos. El proyecto propuesto se desarrollará bajo el plan de una matriz lógica que será útil para la planificación, monitoreo y evaluación del proyecto, dichos elementos e ítems enunciados servirán de cimentación al momento de ser evaluado y aprobado el proyecto por el comité de la facultad de ingeniería mecánica para su posterior ejecución.

**PALABRAS CLAVE:** Banco de pruebas, Potencia, RPM, MCI, laboratorio

## 2. INTRODUCCIÓN

Por banco de prueba para motores se entiende en conjunto a toda la infraestructura y equipos necesarios de montaje para el estudio y realización de las diversas mediciones y comprobaciones que deben ser sometidas los MCI. [1]

Los bancos de pruebas para motores son diseñados y contruidos para cuantificar la potencia, emisiones, combustión, control de temperaturas entre otras mediciones experimentales y fenómenos los cuales puede brindar un MCI, el ensamble de un banco de pruebas para motores facilita el estudio de mediciones alternas con pruebas de durabilidad y de carga, observar su vida cíclica y así determinar si el motor es apto para el requerimiento o uso que se necesite [2]. Estos ensayos y comprobaciones a las que deben ser sometidas los motores de combustión interna pueden ser de 2 tipos: ensayos de investigación y desarrollo y los ensayos de producción.

Los primeros se realizan con el objetivo de desarrollar un motor o siendo más particular alguno de sus componentes o pieza de ensamble, también toma como aplicación el análisis de alguno de los procesos que tienen lugar en el banco de pruebas, el segundo ensayo se efectúa para motores producidos en serie y su finalidad es controlar que las características correspondan a las de los prototipos con esto efectuar también un periodo de asentamiento del motor [3]. Las pruebas experimentales principales nos ayudan a determinar valores de: par motor, potencia, presión media efectiva, consumo de combustible y rendimientos, también se efectúan pruebas para la investigación de fenómenos fisicoquímicos como: la composición de los gases de escape, evolución de las presiones en el cilindro y pérdidas de calor que se presentan en el motor. [4]

Los bancos para motores sirven para realizar pruebas en motores nuevos y usados, con el objetivo de verificar que los parámetros y medidas estén dentro del rango y límites de este. Una serie de pruebas pueden predecir la vida útil del motor y detectar fallas en una fase temprana. [5]

El uso de elementos mecánicos flexibles tales como: poleas, cadenas, correas y elementos mecánicos rígidos como; engranajes o piñones, proveen las diferentes formas de transmitir potencia, cabe recordar que dichos elementos no tienen una vida infinita; cuando se emplean es importante establecer un programa de inspección para protegerlos contra el desgaste, envejecimiento y pérdida de elasticidad [6].

En este trabajo de grado se planteará la formulación de proyecto como temática central; el cambio e implementación del nuevo sistema de transmisión de potencia

para el banco de pruebas para (MCI) actual en la Facultad de Ingeniería Mecánica de la Fundación Universitaria Los Libertadores.

Dadas las necesidades particulares en referencia a la transmisión mecánica y los diversos problemas que presenta el diseño actual, el proyecto incluirá parámetros importantes para el desarrollo como lo es; el dimensionamiento del espacio en la base estructural inicial, la selección en referencia a especificaciones técnicas de accesorios y/o acoples que se ajusten al mecanismo, los sistemas externos asociados para el funcionamiento del banco de pruebas y cronograma de actividades, dichos parámetros mencionados serán organizados en un marco lógico que será útil para la planificación a lo largo del proyecto de grado.

En el caso de que la información sea entregada evaluada y aprobada se dará paso a la ejecución del proyecto:

- La modificación del espacio físico en la base de acero estructural actual del banco de prueba para (MCI).
- La adquisición de los accesorios o los equipos para la puesta a punta.
- La implementación del banco de pruebas en la Universidad Los Libertadores sede Bogotá.

Con la misión principal de que este banco cumpla los requerimientos funcionales y específicos se brindara una herramienta de estudio y de práctica experimental que a futuro permita observar las diferentes verificaciones que presenta un (MCI).

Dicho banco de pruebas apoyará el tema de investigación en relación a los (MCI) como también a espacios académicos del plantel, esto facilitará el aprendizaje y fortalecerá el conocimiento a la comunidad estudiantil del programa de ingeniería mecánica.

### **3. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar, seleccionar e instalar un sistema de transmisión de potencia funcional para el banco de pruebas en la universidad los libertadores sede en Bogotá.

#### **3.1. Objetivos específicos**

- Calcular un sistema de transmisión óptimo para el banco de pruebas de MCI.
- Modelar el sistema de transmisión seleccionado por medio de software CAD teniendo en cuenta el dimensionamiento y ubicación en la base estructural del banco.
- Instalar e implementar el sistema de transmisión en el banco de pruebas

## **4. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA Y PREGUNTA DE INVESTIGACIÓN**

De los diferentes motores que se pueden someter a pruebas de laboratorio ya sea por su geometría de construcción y/o ensamble de tipo eléctricos como térmicos, solo se tendrán en cuenta los MCI; motores de combustión interna para la realización de este proyecto de grado.

En el laboratorio de la Universidad los libertadores existe un banco de pruebas para MCI, el cual tiene pérdidas de potencia en su transmisión mecánica actual (piñón-cadena) lo cual no logra proveer cambios de velocidades (RPM) .Por su diseño estructural, el elemento mecánico flexible (cadena) es muy pesado y con una distancia de acople y de centros bastante larga, dicho montaje ocasiona el desbalanceo, oscilación fuerte y ruido fuerte al momento de accionarse el mecanismo, presenta irregularidad durante el funcionamiento de inicio a fin, la fricción de contacto entre el piñón y cadena produce calor y por consiguiente genera dilatación en el material dándole así una vida útil más baja y aumentando el coste en el uso de lubricación y mantenimiento.

La falencia de construcción de dicho banco reduce considerablemente el ámbito investigativo y experimental en relación a las diferentes áreas de conocimiento que se estipulan en el plan académico estudiantil de la facultad de ingeniería mecánica. A continuación, se van a evaluar 2 aspectos importantes para enfatizar el problema y verla como una situación de mejora.

Se parte de la misión del plantel educativo formar profesionales competentes lo que hace de suma importancia crear la cultura investigativa y que a su vez se exploten las capacidades en referencia a la investigación y generación de diferentes proyectos en el campo ingenieril; dicho esto es fundamental que la Universidad Los Libertadores cuente con un banco para MCI el cual fortifique un impulso en la investigación e innovación tecnológica y científica respecto a los motores de combustión interna y el diseño de maquinaria. Supone una necesidad a la Universidad Los Libertadores realizar prácticas experimentales de laboratorio en motores de combustión interna siendo a gasolina como diésel.

### **4.1. Aspecto Académico**

La Universidad Los Libertadores cuenta con un banco de pruebas para MCI, en el cual se realizan las prácticas experimentales a un motor a combustión interna



estacionario; dichas pruebas no son posible efectuarlas debido a las limitaciones de diseño estructural mencionadas en el título anterior , la ubicación de los elementos de transmisión en la base del mismo es factor importante para el uso, garantizar la seguridad de los alumnos , operarios y docentes a exposiciones fuertes de ruido, caída de elementos y gases de combustión.

Concatenando los aspectos anteriormente enunciados se define una situación problema general:

- Impedimento para la realización de prácticas experimentales adecuadas a los estudiantes del plantel, reduciendo considerablemente el desarrollo investigativo en los espacios académicos que se encuentran en el programa de ingeniería.

#### **4.2. Pregunta de Investigación**

- ¿Qué variables de diseño se deben tener en cuenta para la implementación construcción y montaje de un sistema de transmisión de potencia para el banco de pruebas para MCI que cumpla los estándares de seguridad y funcionamiento?

## 5. JUSTIFICACIÓN

Este proyecto de ingeniería surge de la necesidad del grupo de investigación GIDAD – Mecánica de contar con un banco de pruebas para MCI más eficiente con el cual puedan desarrollar investigación de alto nivel y de esta forma incrementar la producción académica e investigativa del programa de ingeniería mecánica.

El desarrollo de equipos de laboratorio permitirá tomar como base de estudio y referencia a los fenómenos y principios que se presentan en los motores de combustión interna, evaluar dichas pruebas o ensayos en conceptos teóricos y prácticos.

La modificación de la transmisión de potencia del banco de pruebas para MCI trae como beneficio proporcionar un diseño más estético y funcional ,por ende más práctico para la toma sencilla de datos experimentales, facilitara a los futuros estudiantes de ingeniería mecánica la aplicación de los conceptos teórico-prácticos en las diferentes áreas de conocimiento como, motores de combustión interna, resistencia de materiales y diseño de maquinaria, el cual proveerá consigo a futuros trabajos de grado o proyectos de investigación que impulsen a la Universidad Los Libertadores en este campo específico. [7]

Se evaluarán los diferentes sistemas de transmisión como: piñón-cadena, polea-correa y engranajes de tal manera que cumplan los parámetros de diseño.

Partiendo de la objetividad del proyecto daría solución práctica a la línea base del problema:

### 5.1. Aspecto académico

- Inconvenientes por parte de los docentes y alumnos para realizar la práctica experimental de laboratorio, demostraciones prácticas del funcionamiento del MCI, pruebas de desempeño para el MCI y la construcción de gráficos para curvas características entre los diferentes fenómenos existentes en el motor.

### 5.2. Aspecto investigativo

- Generación insuficiente de proyectos de investigación en la facultad de ingeniería mecánica sobre motores de combustión interna, desarrollo de tecnologías nuevas para el desempeño de un MCI, mantenimiento y reparación de un MCI, pocos semilleros de investigación y actividades

investigativas innovadoras para la creación de prototipos funcionales que se adapten al diseño del banco.

El conocimiento técnico que se afianzara durante las practicas experimentales en el banco motivara al estudiante de ingeniería mecánica, proveerá una mejor visualización, confianza y experiencia en situaciones reales donde se involucre el uso de motores a combustión interna para la resolución de problemas. Se realiza el proyecto de grado para optar por el título de ingeniero mecánico.

## **6. MARCO DE REFERENCIA**

### **6.1. Marco teórico**

#### **Banco de Pruebas**

Para el análisis de diferentes motores sean ya prototipos en desarrollo, fabricados, contruidos recientemente, ya en uso. Tienen una serie de mediciones alternadas en las cuales se pueden definir durabilidad, carga, par motor, potencia, presión media efectiva, consumo de combustible, rendimiento, etc. Con el fin de realizar ajustes, afinamientos, correcciones que sean necesarias para llegar a resultados previstos en el proyecto.

El banco de pruebas es más utilizado en los motores que son realizados en serie o cuyos partes han sido modificadas, reparadas o cambiado algún componente. Ya que requieren cierto periodo preventivo para tener comprobaciones en los parámetros previos a la salida en el mercado o en el caso de los otros factores el motor cumpla con las especificaciones iniciales a con las que fue montado y así tener una reparación o modificación de alta calidad. [8]

#### **Descripción de los principales componentes de un banco de pruebas**

Para realizar pruebas efectivas este debe estar instalado en un espacio físico adecuado y amplio. A lo respectivo se mencionará una descripción de los componentes que contiene un banco de pruebas.

- **Cimentación:** Está diseñada para soportar y reposen los motores y frenos los cuales serán aprobados. La estructura y el diseño tienen que ser adecuados a los requerimientos que estamos solicitando pues este debe soportar vibraciones, giro del motor, masa, momento producidos por el motor.
- **Bancada:** Es el elemento de apoyo del motor que va sujeto de la cimentación. La bancada es construida pensando en los diferentes motores dependiendo del tamaño y tipos de marca por este motivo se colocan piezas móviles para así adecuarlo a la necesidad.
- **Freno dinamométrico:** Componente de gran importancia en el banco de pruebas ya que este se encarga de absorber la potencia desarrollada por el motor, y así medir el torque o par de motor. Existen tres tipos de freno dinamométrico que son:

Freno de fricción.

Freno hidráulico.

Freno eléctrico.

- Sistema de alimentación de combustible: El banco debe poseer tanques de almacenamientos con los diferentes combustibles (diésel, biodiesel, gasolina), mediante estos se distribuye el combustible hacia el motor el cual se estará probando en el dinamométrico y así tener una medición del combustible gastado durante la prueba.
- Sistema de refrigeración del motor: Este sistema depende del tipo de motor que estemos trabajado, podríamos hablar de tres tipos.  
En la aplicación automotriz: Son enfriados con agua. Es utilizado un intercambiador de calor agua-aire (tiro forzado) el cual comúnmente se llama radiador.
- Aplicaciones estacionarias: Este trabajado especialmente en bombas y generadores, el enfriamiento se realiza mediante inducción forzada de aire que circula alrededor de alabes de enfriamiento de los cilindros.
- Intercambiadores de calor: Son enfriados de manera agua-agua el cual su uso especialmente son en aplicaciones marinas o industrias cercanas a lagos o ríos.
- Analizador de escape de gases: Es un sistema para la medición de concentración de las diferentes emisiones contaminantes que expulsa los motores. Es muy importante saber las proporciones de las emisiones expulsados del motor porque podremos definir un diagnóstico del funcionamiento y afinamiento, así indicar la condición operativa del motor.
- Sistema de evacuación de los gases de escape: Es importante tener un ambiente seguro e higiénico para las personas a trabajar en el banco de pruebas lo cual el recinto deberá estar libre de contaminantes. Para esto se debe emplear el sistema de recolección y extracción de gases de escape. Para que esto sea posible se debe considerar que el sistema de escape posea silenciadores y ductos desde los múltiples de descarga hacia el exterior. [9]

### **Sistema de transmisión**

La transmisión es el conjunto de órganos mecánicos que se encargan de transmitir el giro y el par del motor hasta las ruedas. Desde la invención de los vehículos

autopropulsados hasta el día de hoy se han empleado infinidad de mecanismos y dispositivos mecánicos para transmitir y optimizar la potencia del motor. Las primeras transmisiones empleaban cadenas dentadas y piñones acoplados directamente en la salida del motor y en la rueda. [10].

La transmisión de potencia desde una fuente la cual en este caso es un motor MCI, puede ser también un mecanismo diferente a través de una máquina para obtener un impulso de salida, es una de las tareas más comunes que se asignan a una maquinaria. Un medio eficiente para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes. Se pueden incorporar engranes, bandas, poleas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes. La mayoría de los ejes son cilíndricos (sólidos o huecos) incluyen diámetros de paso con hombros para alojar la posición y soporte de los cojinetes, engranes, etcétera. El diseño de un sistema para transmitir potencia requiere de atención al diseño y selección de cada uno de los componentes (engranes, cojinetes, eje, etc.). No obstante, como es a menudo el caso en el campo del diseño, estos componentes no son independientes. Por ejemplo, con la finalidad de diseñar el eje para soportar el esfuerzo y la deflexión, es necesario conocer las fuerzas aplicadas. Si éstas se transmiten a través de engranes, será necesario conocer las especificaciones de los mismos para determinar las fuerzas que se transmitirán al eje. Sin embargo, los engranes estándar vienen con ciertos tamaños de diámetro interior, lo que requiere el conocimiento del diámetro del eje necesario [11].

Si la transmisión requiere relaciones de reducción muy grandes son preferibles de reductores de engranajes, porque físicamente pueden hacer grandes reducciones en un espacio bastante pequeño. En general, el eje de salida del reductor de engranajes está a baja velocidad y tiene gran par de torsión. Si tanto la velocidad como el par torsional son satisfactorios para la aplicación se podrían acoplar en forma directa a la máquina impulsada. [12]

Muchas aplicaciones industriales requieren que la maquinaria sea alimentada de potencia mediante máquinas o motores eléctricos. Por lo general, la fuente de potencia corre más eficientemente en un delgado rango de velocidad de rotación. Cuando la aplicación requiere que se entregue potencia a una menor velocidad que la que suministra el motor, se utiliza un reductor de velocidad, el cual debe transmitir la potencia desde el motor a la aplicación con tan poca energía como resulte práctico, mientras se reduce la velocidad y en consecuencia se incrementa el par de torsión.

En una transmisión, los engranes deben estar soportados por un eje rígido. Si éste se flexiona demasiado, es decir, si es demasiado flexible, los dientes no se

acoplarán en forma adecuada, y el resultado será un impacto excesivo, ruido, desgaste y por último se presentará una falla prematura.

### **Transmisión por cadena**

Los sistemas de transmisión por cadena se emplean para transmitir movimiento entre dos ejes paralelos que se encuentran alejados entre sí, aunque las diferentes configuraciones de los elementos que la componen, pueden hacer variar la función final del sistema, es decir, el sistema puede tener la finalidad de transmitir movimiento entre los ejes, servir como sistemas de elevación o como sistemas transportadores.

Estos sistemas constituyen uno de los métodos más eficientes utilizados para transmitir potencia mecánica, dado que los dientes de las ruedas dentadas evitan que la cadena se resbale. Esta condición les da más capacidad de transmisión y las hace más confiables. El sistema consta de dos ruedas dentadas y un miembro deformable formado por una serie de eslabones rígidos que pueden tener un giro relativo entre ellos los cuales constituyen una cadena. Estos sistemas transmiten el movimiento entre los ejes por medio del empuje generado entre los eslabones de la cadena y los dientes de las ruedas.

### **Componentes**

Se compone de diversos elementos, dependiendo de su configuración. La configuración más común se compone de dos sprockets (ruedas dentadas) y una cadena de eslabones, aunque en la práctica con el objetivo de evitar que la cadena se salga de las ruedas dentadas que arrastra, se emplean mecanismos de tensión para mantener la tensión de la cadena.

- I. Cadena de eslabones: De forma individual las cadenas se componen de eslabones que a su vez incluyen una serie de elementos que pueden variar en forma y cantidad en función del tipo de cadena.
- II. Ruedas dentadas: las ruedas dentadas para transmisiones por cadenas se pueden clasificar en dos tipos, las ruedas dentadas comerciales y ruedas dentadas de precisión. Cuando las velocidades son moderadas se pueden usar sprockets comerciales, pero cuando la velocidad es alta combinada, con altas cargas se recomienda usar sprockets de precisión.

### **Mecanismos de tensión**

En los sistemas, de transmisión por cadenas no se suelen emplear mecanismos de tensión, dado que las cadenas no son elementos flexibles, pero en algunas ocasiones especiales, se suelen emplear algunos mecanismos para brindar una

adecuada tensión y evitar que la cadena se descarrile, en casos donde se presente alguna vibración u oscilación de la cadena.

Podemos hablar de tres maneras para “tensionar” que son:

1. Ruedas tensoras: estas ruedas se ubican en el lado flojo de la cadena y se desplazan de forma tal que tensen un poco la cadena, en algunos casos incluyen muelles para absorber alguna oscilación de la cadena.
2. Tensores hidráulicos: se diseñan en sistemas de alta capacidad y donde se requiere un tensado más preciso.
3. Patines: simplemente son guías de algún material blando que permite tensar un poco la cadena, la guía en su movimiento y no influye en su desgaste.

## **Clasificación**

Los sistemas de transmisión por cadena se pueden clasificar en función de las características de las cadenas y su aplicación. En general se pueden destacar tres grupos de cadenas, las cuales son, las cadenas de rodillos, cadenas para ingeniería y cadenas silenciosas.

- Cadenas de rodillos: Están formadas por eslabones de chapa de acero unidos mediante ejes que llevan un rodillo giratorio. Esta característica constructiva hace que tengan la capacidad de articular perfectamente durante el engranaje con las ruedas dentadas o sprockets. Las cadenas de rodillos se utilizan en una amplia variedad de aplicaciones de transmisión de potencia para todas las industrias. Este tipo de cadenas se emplean cotidianamente en transmisiones de motocicletas, sistemas de sincronización de vehículos, en transmisiones de máquinas.
- Cadenas para ingeniería: Se denominan de esta forma, porque son empleadas en aplicaciones técnicas e incluyen aditamentos especiales para que cumplan eficientemente con su propósito. Estas cadenas son ideales para trabajo pesado, pueden manejar velocidades de hasta 1000 pies/min y potencias de hasta 500 HP. Estas cadenas son empleadas en sistemas elevadores y transportadores.
- Cadenas silenciosas: Son empleadas para transmisión y están construidas de perfiles, pasadores y bujes, y se excluyen los rodillos, por lo que son también conocidas como cadenas de mallas. Las cadenas silenciosas incluyen dientes invertidos, diseñados para enganchar con los dientes de las ruedas tal como si fueran engranajes. Las cadenas silenciosas se



emplean en aplicaciones de alta velocidad y altas cargas, y operaciones suaves y silenciosas. Estas cadenas se suelen emplear en plantas de generación, bancos de pruebas de automóviles, máquinas herramientas y sistemas de ventilación, dado que proporcionan un funcionamiento uniforme y silencioso [13].

### **Transmisión por poleas y correas**

Uno de los principales sistemas de transmisión, empleados en máquinas, es el sistema de transmisión por correas. Este sistema está compuesto por un juego de poleas y un número definido de correas que se determina en el proceso de diseño del sistema. Este sistema se caracteriza por que incluye poco mantenimiento, es de fácil montaje y adicional a esto sus componentes son relativamente económicos con respecto a otros sistemas de transmisión.

Los sistemas de transmisión por correas, dado la flexibilidad de las correas permiten montajes cruzados y montajes con múltiples poleas para conectar varios componentes y de esta manera transmitir el movimiento generado en una polea conductora a varios dispositivos de la máquina, pudiendo modificar sus características de velocidad y sentido [14].

### **Elementos adicionales**

En los sistemas de poleas y correas de mayor complejidad se suelen incluir elementos adicionales, estos elementos son poleas locas y tensores cuya finalidad es mejorar la operación del sistema.

- Poleas locales: Las poleas locales simplemente son poleas más pequeñas que tiene la función de guiar o servir de apoyo a la correa.
- Tensores: tienen la función de tensar la correa y genere una mayor eficiencia en la transmisión [15].

### **Mecanismos de tensión**

El sistema de transmisión por correas como ya se mencionó, trabaja por rozamiento o fricción, lo cual permite generar la transmisión de movimiento entre las poleas y la correa. Excepto en las correas dentadas donde el movimiento se transmite por empuje. En los casos donde se requiere mantener una fricción adecuada entre las poleas y las correas se incluyen métodos de tensado que hacen más eficiente el sistema y evita que por efectos de una tensión inadecuada la maquinas receptora del movimiento no trabaje eficientemente. Estos métodos son:

- Mover una polea con respecto a la otra: Esta técnica se realiza por medio de mecanismos que permiten desplazar una polea con respecto a la otra, generalmente estos diseños incluyen tornillos de tensión en los soportes de

los elementos motrices que permiten variar la distancia entre centros.

- Emplear rodillos de tensión: Estos rodillos generalmente incluyen muelles o resortes que se encargan de tensar la correa.
- Sistema con guías de anclaje.
- Sistema con motor pivotado y tornillo de tensión.

### **Clasificación según la disposición del montaje**

Los mecanismos de transmisión por correas pueden variar de acuerdo a la disposición de los ejes. Estos pueden ser paralelos o cruzados. Para el caso de los ejes paralelos las correas se pueden montar de tal manera que el eje conducido tenga el mismo sentido de rotación que el eje conductor o se puede invertir si se incluye un montaje con correas cruzadas.

- Transmisión abierta: Se mantiene el mismo sentido de rotación en las poleas.
- Transmisión cruzada: Se invierte el sentido de rotación en las poleas.
- Transmisión semicruzada: Los ejes de rotación de las poleas se cruzan.
- Cuando los ejes no son paralelos es decir están cruzados, se pueden emplear diferentes disposiciones e incluir poleas locas con el fin de lograr la transmisión entre diferentes elementos de la máquina.
- Transmisión múltiple: Permite accionar diferentes poleas conductoras con una sola polea motriz.

### **Clasificación según el tamaño de la polea conductora en relación con la polea conducida**

Existen dos casos que se emplean comúnmente.

- Sistema reductor de velocidad: En este caso, la velocidad de la polea conducida es menor que la polea motriz, este efecto se debe a que la polea conducida es de mayor diámetro.
- Sistemas multiplicadores de la velocidad: En este caso la velocidad de la polea conducida es mayor que la velocidad de la polea motriz. Esto se debe a que la polea conducida es de menor diámetro comparada con el diámetro de la polea motriz. [16]

## **Transmisión por engranajes**

Cuando, se requiere transmitir movimiento entre, ejes de una máquina se suelen emplear engranajes, este sistema se constituye, en uno de los mecanismos más empleados y eficientes para transmitir movimiento entre dos ejes de una máquina, dado que permiten establecer diferentes configuraciones entre los ejes, y no existen problemas de deslizamiento entre los cuerpos que rotan por lo que las velocidades de rotación serán constantes.

Un sistema de transmisión por engranajes está, formado básicamente por dos ruedas dentadas, que engrana entre si y que, a su vez, van montadas en ejes que finalmente transmiten el movimiento a otro dispositivo o máquina.

Técnicamente cuando se hace referencia a una sola rueda, esta se denomina rueda dentada y cuando se hace referencia a dos ruedas solidarias que encajan perfectamente, se denominan engranaje.

Las funciones principales de los engranes y de las transmisiones de los engranes, son: reducción de la velocidad, multiplicación del momento de torsión o par motor y permiten variar la posición de los árboles o ejes.

### **Tipos de materiales**

La mayoría de los engranajes se fabrican de hierro fundido o acero para aplicaciones de trabajo pesado, incluyendo algunas veces tratamientos especiales para evitar el desgaste de los dientes.

Pero también se fabrican de latón, bronce o polímeros si la aplicación lo exige, obteniéndose engranajes más silenciosos y libres de lubricación, caso particular de aplicaciones en electrodomésticos, donde los engranajes son de polímeros o algún tipo de material plástico.

### **Partes de una rueda dentada**

Se pueden identificar algunas partes principales, ellas son: los dientes, la corona, y el cubo.

- Dientes: son las salientes por medio de las cuales se realiza la transmisión entre dientes de diferentes ruedas.
- Corona: Es la parte periférica en la cual están tallados los dientes.
- Cubo: Es la parte por la que se une la rueda con el eje. [17]

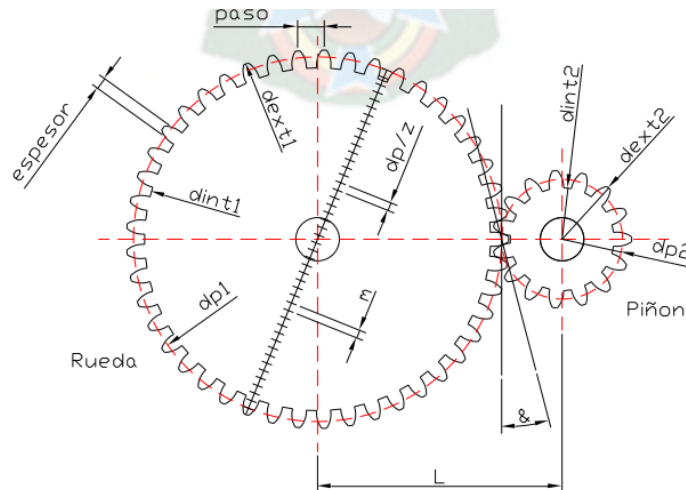


Figura 1: Partes de una rueda dentada<sup>1</sup>

## Clasificación

En general los engranajes se pueden clasificar de dos formas

Una primera clasificación se relaciona con la posición de los ejes en los que van montados los engranajes. Una segunda clasificación, según la forma de los dientes del engranaje.

### Clasificación según la posición de los ejes de conexión

- Sistemas de ejes paralelos: Dos o más de los engranajes utilizan ejes paralelos entre sí. Se emplea en los engranes reductores para cambiar la velocidad y la dirección del movimiento de los ejes. En esta configuración de ejes paralelos se emplean engranajes rectos, helicoidales y helicoidales dobles.
- Sistema de ejes que se interceptan: Los engranajes que entran en contacto están sobre ejes que no son paralelos entre sí, pero en la proyección de sus ejes se interceptan. Se usan para cambiar la dirección del movimiento. En esta configuración de ejes que se interceptan se emplean engranajes cónicos rectos y cónicos helicoidales.
- Sistema de ejes que no se interceptan: Los ejes de los dos engranajes tienen ángulos rectos y no se cortan si se extienden sus líneas de eje. En esta

<sup>1</sup> Extraído de

<http://repositorio.umsa.bo/bitstream/handle/123456789/15454/EG-1080-%20Flores%20Garc%C3%ADa%2C%20Juan%20Carlos.pdf?sequence=1&isAllowed=y>

configuración de ejes que no se interceptan se emplean engranajes helicoidales cruzados, engranajes hipoides, engranajes de rueda y tornillo sin fin y engrane de cremallera y piñón. [18]

### **Clasificación según la forma de los dientes del engranaje**

- Engranajes rectos: Tienen forma cilíndrica. Los dientes son rectos y paralelos a los ejes. Tienen una capacidad de manejo de baja carga y además son un poco más ruidosos que otros tipos de engranajes. Pueden ser externos e internos.
- Engranajes helicoidales: Son de forma cilíndrica y dientes que se cortan con cierto ángulo respecto al eje. Tiene mayor capacidad de carga, además, de proporcionar una operación más suave y silenciosa. El ángulo entre el diente del engrane y el eje del árbol recibe el nombre de ángulo helicoidal.
- Engranajes helicoidales dobles (espina de pescado): Cada uno de ellos tienen dientes helicoidales con hélice hacia la derecha y hacia la izquierda.
- Engranajes cónicos rectos: Tienen forma cónica, por lo común forman ángulos rectos. Tienen elementos rectos de los dientes los cuales, si se prolongarán, pasarían por el punto de intersección de sus ejes.
- Engranajes cónicos helicoidales: Los engranajes cónicos helicoidales se caracterizan por tener dientes curvos y oblicuos, y sus ejes se interceptan.
- Engranajes helicoidales cruzados: El engrane y el piñón son helicoidales colocados en ángulo recto. Se usan para cambiar la dirección del movimiento en situaciones de carga baja.
- Engranajes cónicos hipoides: Son engranajes cónicos con ejes desplazados 90 grados y que se emplean para cambiar la dirección del movimiento. Se utiliza cuando se desea un alto grado de resistencia junto con una operación suave y silenciosa.
- Engrane de tornillo sin fin: Es un engrane helicoidal y un eje roscado Acme. Se utiliza para reducciones grandes de velocidad en áreas pequeñas.
- Cremallera y piñón: Este mecanismo está conformado por un piñón recto sobre un eje, que se hace engranar en un engrane recto y plano. Se utilizan para convertir movimiento giratorio en movimiento lineal. [19]

## **Transmisión de par de torsión**

Muchas flechas sirven para transmitir un par de torsión de un engrane o polea de entrada, a través del eje, a un engrane o polea de salida. Por supuesto, el eje debe tener el tamaño adecuado para soportar el esfuerzo y la deflexión por torsión. También es necesario proporcionar un medio para transmitir el par de torsión entre el eje y los engranes. Los elementos comunes para transmitir el par de torsión son:

- Cuñas
- Ejes estriados
- Pasadores
- Ajustes a presión o por contracción
- Ajustes ahusados
- Tornillos de fijación

Los embragues magnéticos son bastante útiles para sistemas automáticos y de control remoto. También es conveniente utilizarlos en transmisiones sujetas a ciclos complejos de carga

Los embragues hidráulicos y neumáticos también son valiosos en transmisiones que se someten a ciclos complejos de carga y en maquinaria automática, o en robots. En este caso el flujo del fluido se controla en forma remota mediante válvulas de solenoide. Estos embragues también se encuentran disponibles en forma de disco, de cono y de platos múltiples.

## **Transmisión de potencia**

La transmisión de potencia desde una fuente, tal como un mecanismo o un motor, a través de una máquina para tener un impulso de salida, es una de las tareas más comunes que se asignan a una maquinaria. Un medio eficiente para transmitir la potencia es a través del movimiento rotatorio de un eje, soportado por cojinetes. Se pueden incorporar engranes, bandas, poleas o catarinas de cadena a fin de proporcionar cambios de velocidad y par de torsión entre ejes. [20]

## **Embrague**

Es un implemento de rozamiento que permite la conexión y la desconexión de ejes. El embrague se acopla con relativa rapidez. Dependiendo de su regulación y estado de carga, se hace necesaria una regulación periódica y exacta para prolongar la duración a su máximo. Con una regulación muy suave, el embrague queda

sometido a un continuo trabajo dinámico, con gran generación de calor, y en consecuencia, el ablandamiento y deformación de los discos, mientras que con una regulación demasiado rígida se solicitan sus componentes mecánicos con peligro de rotura [21].

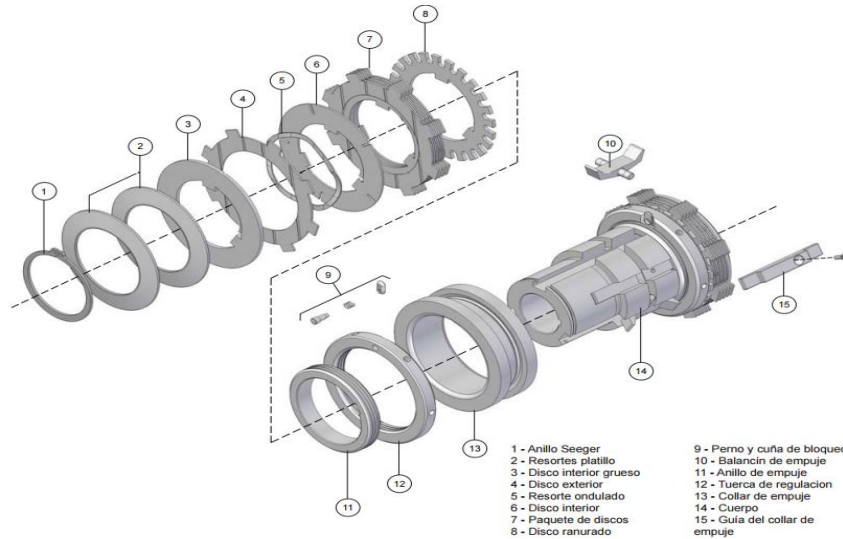


Figura 2: Partes de un embrague<sup>2</sup>

## Acoplamientos

Los acoplamientos se dividen en grosso modo en dos categorías:

- Rígidos
- Flexibles

Flexible en este contexto significa que el acoplamiento pueda absorber algo de desalineación entre los dos ejes y rígido implica que no se permite desalineación entre los ejes conectados.

### • Rígidos

Conectan los ejes sin permite movimiento relativo entre ellos; sin embargo, es permitirle un ajuste axial en el montaje. Se utilizan cuando la precisión y la fidelidad de la transmisión del torque son de primordial importancia como, por ejemplo, cuando la relación de fase entre el dispositivo impulsor y el dispositivo impulsado se debe mantener con precisión. Por consiguiente, la maquinaria de producción impulsada por grandes ejes en línea usa con frecuencia acoplamientos rígidos entre las secciones del eje.

<sup>2</sup> Extraído de Tekmaic S.A.

- ✓ Acoplamientos de tornillo prisionero: Estos utilizan un tornillo prisionero duro que se incrusta en el eje para transmitir torque y cargas axiales. Estos no son recomendables salvo para aplicación con cargas ligeras y se puede aflojar con la vibración.
- ✓ Acoplamientos acuñaados: Usan cuñas estándar. Con frecuencia se emplean los tornillos prisioneros junto con una cuña, ubicando el tornillo a 90 grados de la cuña. Para operar adecuadamente contra la vibración, se utiliza un tornillo prisionero con punta de copa que se incrusta en el eje. Para mayor seguridad, se debe hacer un orificio poco profundo en el eje debajo del tornillo, con la finalidad de proporcionar una interferencia mecánica contra deslizamiento axial en vez de confiar en la fricción.
- ✓ Acoplamientos de sujeción: Se fabrican en varios diseños, de los cuales los más comunes son los acoplamientos deslizables de una o dos piezas, que se abrazan alrededor de los dos ejes y transmiten torque a través de la fricción. Un acoplamiento de bloqueo cónico utiliza una hendidura en forma de cono que esta apretada en el eje y el alojamiento del acoplamiento cónico para sujetar el eje.

- **Flexibles**

Un eje, con un cuerpo rígido, tiene 6 grados potenciales de libertad (GDL) con respecto a un segundo eje. Sin embargo, debido a la simetría solo 4 de estos GDL son de interés. Se trata de las desalineaciones **axial, angular, paralela y torsional**, que pueden ocurrir individualmente o combinados, y se presentan en los ensambles debido a las tolerancias de la fabricación, o quizás ocurran durante la operación como resultado de los movimientos relativos de los dos ejes.

- ✓ Acoplamiento de quijada: Tienen dos masas con quijadas prominentes. Las quijadas se traslapan axialmente y se traban torsionalmente a través de un inserto flexible, de caucho o un metal blando. Las holguras permiten algo de desalineación axial, angular y paralela, aunque también pueden permitir un juego indeseable.
- ✓ Acoplamiento de disco flexible: Son similares a los acoplamientos de quijada donde sus dos masas están conectadas a un elemento con tolerancia (disco), como un elastómero o un resorte metálico. Esto permite desalineación angular paralela y axial, además de alguna tolerancia a la torsión con un poco o nada de juego.
- ✓ Acoplamiento de engranajes y de ranura: Utilizan engranajes externos con



dientes rectos o curvos, que permiten movimientos axiales sustanciales entre los ejes y según la forma de los dientes y las holguras, también permite algunas desalineaciones angulares y paralelas. Tienen gran capacidad de torque por el número de dientes engranados.

- ✓ Acoplamientos helicoidales y de fuelle: Son diseñados de una sola pieza que usan sus deflexiones elásticas para permitir sus desalineaciones angulares y paralelas, con un poco de juego o sin él. Los acoplamientos de fuelle de metal se fabrican con una hoja de metal delgada soldando unas series de arandelas huecas juntas, moldeando hidráulicamente un tubo dentro de la forma, o colocando un recubrimiento electrolítico grueso sobre un mandril. Dichos acoplamientos tienen una capacidad de toque limitada comparada con otros diseños, pero ofrecen cero juego y alta rigidez a la torsión, en combinación con desalineación axial, angular y paralela.
- ✓ Acoplamientos de eslabón: O acoplamientos de Schmidt conectan dos ejes a través de una red de eslabones, que permiten una desalineación paralela significativa sin cargas paralelas, o pérdidas de torque, y sin juego. Algunos diseños permiten pequeñas cantidades de desalineación angular y axial. Tales acoplamientos se utilizan con frecuencia donde se necesitan grandes ajustes paralelos o movimientos dinámicos entre los ejes.
- ✓ Juntas universales: Son de dos tipos comunes el acoplamiento de Hooke el cual no tiene velocidad constante y el acoplamiento de Rzeppa que si lo tiene. Los acoplamientos de Hooke se usan generalmente en pareja para eliminar su error en la velocidad. Ambos tipos pueden manejar desalineaciones angulares muy grandes y, en pareja, también proporcionan grandes desplazamientos paralelos. Estos se emplean en ejes de transmisión en automóviles, los acoplamientos de Hooke por pares en el eje de transmisión trasero y los de Rzeppas (llamados juntas de CV) en el impulsor delantero del automóvil.

La variedad de acoplamientos disponibles exige que el diseñador busque información más detallada sobre sus capacidades con los fabricantes, quienes pueden siempre ayudar en la selección de tipo de acoplamiento adecuado para una aplicación. Los fabricantes a menudo ofrecen datos de prueba sobre las capacidades de carga y alineación de sus acoplamientos específicos. [22]

## **Retenes**

Como podemos apreciar los retenes son elementos mecánicos que cumplen la función de impedir el paso de algún fluido que esta entre dos superficies que están en movimiento.

Como por ejemplo en un motor se montan para impedir que los fluidos dentro de él se salgan de exterior del motor e impedir que se pierda estos fluidos para su óptimo funcionamiento. Esto no solo cumple la función de impedir el paso de un fluido sino también de protección para algún agente o elemento contaminante.

#### **a. Estructura de los retenes**

- Labio primario: Es la pieza situada en la parte interna del retén y es la que está siempre en contacto con la pieza que vive en movimiento.
- Anillo metálico: Es la pieza de soporte para el retén, el cual le da rigidez y consistencia a la hora de realizar el montaje.
- Resorte: Esta pieza es un anillo en forma de muelle ya que aporta la presión entre el labio primario y la pieza en movimiento.
- Labio secundario: Es la pieza ubicada en la parte externa del retén y es la que evita el paso de agentes contaminantes o algún fluido.

#### **b. Tipos de retenes**

Los retenes aplicados a la estanqueidad de los árboles en rotación están normalizados según la norma DIN 3760, que se resume en los siguientes tipos:

- Camisa exterior de goma-elástica (forma A)
- Armadura metálica exterior (forma B)
- Doble armadura metálica (forma C)
- Con labio guardapolvo (formas AS) [23]

### **Rodamientos**

El propósito de un cojinete es soportar una carga y al mismo tiempo permitir el movimiento relativo entre dos elementos de una máquina. El termino de cojinetes con contacto de rodadura se refiere a una gran variedad de cojinetes llamados rodamientos, los cuales usan bolas esféricas, o algún otro tipo de rodillos entre los elementos estacionarios móvil, el tipo más común de cojinete soporta un eje rotatorio, y resiste cargas puramente radiales, o una combinación de cargas radiales y axiales (de empuje). Algunos cojinetes se han diseñado para soportar cargas de empuje, la mayoría de los cojinetes se usan en aplicaciones que involucra rotación, pero hay algunos que se usan con aplicaciones de movimiento lineal.

Los componentes de un rodamiento típico son la pista interior, la pista exterior y los elementos rodantes. La siguiente figura muestra el rodamiento con una sola hilera de bolas y ranura profunda, que es el tipo común. En general, la pista exterior es

estacionaria, y está sujeta a la caja de la máquina. La pista interior se introduce a presión en el eje rotatorio y en consecuencia gira con él. Entonces, las bolas ruedan entre las pistas exterior e interior. La presencia de las bolas permite una rotación uniforme, con poca fricción por parte del eje. El coeficiente de fricción típico para un rodamiento es de 0.001 a 0.005 aproximadamente. [24]

### **Lubricación:**

El propósito de la lubricación consiste en reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento de elementos de máquinas, que se mueven uno con respecto al otro. Se define un lubricante como cualquier sustancia que, cuando se inserta entre las superficies móviles, logra estos propósitos. En una chumacera de camisa, un árbol o muñón gira u oscila dentro de la camisa o buje por lo que el movimiento relativo se conoce como deslizante. En un cojinete antifricción, el movimiento relativo principal es rodante. Un seguidor puede rodar o deslizarse sobre la leva. Los dientes de engranes se acoplan entre sí mediante una combinación de rodamiento y deslizamiento. Los pistones se deslizan dentro de sus cilindros. Todas estas aplicaciones requieren de lubricación para reducir la fricción, el desgaste y el calentamiento. [25]

## **6.2. Marco conceptual**

Se abordarán las ecuaciones del proyecto en referencia al diseño, dichas ecuaciones permiten dar valores numéricos y demostraciones que serán claves para la fabricación e de los elementos y mecanismos intervenidos en el sistema.

### **Relación respecto a la caja de cambios**

$$\mu_{(1-2)} = \frac{Z_2}{Z_1} \quad Ec. 1$$

### **Calculo velocidades angulares**

$$n_1 = \frac{Z_1}{Z_2} * N \quad Ec. 2$$

## **Diseño engranajes**

### **Geometría engranaje conductor y conducido**

$$m_n = \frac{D_{(1-2)} * 2 * \cos\beta}{Z_1 + Z_2} \quad Ec. 3$$

### **Numero de dientes del conducido**

$$Z_2 = \frac{D_{(1-2)} * 2}{m_n * (1 + \mu_{(1-2)})} \quad Ec. 4$$

**Numero de dientes del conductor**

$$Z_1 = \mu_{(1-2)} * Z_2 \quad Ec. 5$$

**Cabeza del diente**

$$h_1 = 1 * m_n \quad Ec. 6$$

**Base del diente**

$$h_2 = 1,25 * m_n \quad Ec. 7$$

**Altura total del diente**

$$h = h_1 + h_2 \quad Ec. 8$$

**Paso circular**

$$P_c = \pi * m_n \quad Ec. 9$$

**Diámetro primitivo**

$$D_p = Z * m_n \quad Ec. 10$$

**Diámetro exterior**

$$D_{ext} = D_p + 2 * h_1 \quad Ec. 11$$

**Diámetro interior**

$$D_{int} = D_p - 2 * h_2 \quad Ec. 12$$

**Anchura de la cara del engranaje**

$$B = m_n * 10 \quad Ec. 13$$

**Fuerza tangencial de transmisión ( $F_t$ )**

$$F_t = \frac{P}{w * \frac{D_p}{2}} \quad Ec. 14$$

**Fuerza radial de transmisión ( $F_r$ )**

$$F_r = F_t * \tan \theta \quad Ec. 15$$

**Fuerza total transmitida**

$$F_T = \frac{F_t}{\cos \theta} \quad Ec. 16$$

### Revoluciones a la salida

$$N_2 = \frac{N_1 * Z_1}{Z_2} \quad Ec. 17$$

### Factor Dinámico

$$V = \frac{N * 2\pi}{60} * \frac{D_p}{2} \quad Ec. 18$$

$$B_V = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad Ec. 19$$

$$A = 50 + 56 * (1 - B) \quad Ec. 20$$

$$K_v = \left( \frac{A}{A + (200V)^{1/2}} \right)^B \quad Ec. 21$$

### Esfuerzo por flexión

$$\sigma = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{1}{F_{an} * m_n} * \frac{K_s * K_m}{J} \quad Ec. 22$$

### Cálculo de tensión permisible según norma AGMA

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t * K_l}{K_t * K_R} \quad Ec. 23$$

### Factor de seguridad

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_t} \quad Ec. 24$$

### Cálculo de tensión de contacto de trabajo según la norma AGMA

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * C_a}{C_v} * \frac{C_s}{B * D_p} * \frac{C_m * C_f}{I}} \quad Ec. 25$$

### Cálculo de tensión de contacto permisible según la norma AGMA

$$\sigma_{c,adm} = \frac{S_C * C_L * C_H}{C_T * C_R} \quad Ec. 26$$

## Factor de Seguridad

$$n = \frac{\sigma_{C,adm}}{\sigma_C} \quad Ec.27$$

## Diseño de los ejes

### Momento torsor

$$M_T = F_t * r_{rp} \quad Ec.28$$

### Momento flector

$$M_f = \sqrt{M_{ft}^2 + M_{fr}^2} \quad Ec.29$$

### Torque

$$T = \frac{P}{w} \quad Ec.30$$

### Torque transmitido

$$T_B; T_C; T_D = \frac{D_{ep}}{D_{er}} * T \quad Ec.31$$

### Flexión

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_m * C}{I_{in}} \quad Ec.32$$

$$\sigma_a = K_f \frac{M_a * C}{I_{in}} \quad Ec.33$$

### Torsión

$$\tau_m = \frac{16 * M_{Tm} * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad Ec.34$$

$$\tau_a = \frac{16 * M_{Ta} * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad Ec.35$$

### Von Mises

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad Ec.36$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad Ec.37$$

### Cálculo de la tensión equivalente

$$S_e = K_a * K_b * K_d * K_e * K_g * S'_e \quad Ec.38$$

### Criterio de Goodman

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_m}{S_u} + \frac{\sigma'_a}{S_e}} \quad Ec.39$$

### Fluencia

$$\sigma'_{max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \leq \frac{S_y}{n} \quad Ec.40$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad Ec.41$$

$$\tau_{max} = \tau_m + \tau_a \quad Ec.42$$

### Método de deutschman

$$\text{Ecuacion de carga } \frac{d^4y}{dx^4} = \frac{w_R}{EI_A} \quad Ec.43$$

$$\text{Ecuacion de corte } \frac{d^3y}{dx^3} = \frac{V_c}{EI_A} \quad Ec.44$$

$$\text{Ecuacion de momento } \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{d\theta}{dx} = \frac{M}{EI_A} \quad Ec.45$$

$$\text{Ecuacion de pendiente } \frac{dy}{dx} = \theta_p \quad Ec.46$$

### Ejes perfilados o acanalados

$$F = \frac{M_T}{D_{ext}} \quad Ec.47$$

$$\tau = \frac{F_P}{b_e * L} \quad Ec.48$$

$$\frac{r_r}{D_{ext}} = \frac{0,5}{25} = 0,02 \quad Ec.49$$

$$\tau = \frac{S_y}{K_{ts}} \quad Ec.50$$

### Longitud mínima del acanelado

$$L = \frac{F}{b * \tau} \quad Ec.51$$

### Chavetas

$$F_a = \frac{T_a}{r_{eje}} \quad Ec. 52$$

$$F_m = \frac{T_m}{r_{eje}} \quad Ec. 53$$

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{cortante}} \quad Ec. 54$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{cortante}} \quad Ec. 55$$

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 * M_f}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}} \quad Ec. 56$$

### Rodamientos

$$L_{10} = \left(\frac{c}{p}\right)^3 \quad Ec. 57$$

$$L_{10h} = \left(\frac{10^6}{60 N}\right) L_{10} \quad Ec. 58$$

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad Ec. 59$$

### Lubricante

$$d_m = \frac{(d + D)}{2} \quad Ec. 60$$

$$\mu = \rho * v \quad Ec. 61$$

En este marco conceptual no se tienen en cuenta los cálculos que dependen de gráficos y tablas ya que estos se exponen en sus respectivos títulos.

### 6.3. Glosario de variables

$Z_1$  = Numero de dientes del conductor

$Z_2$  = Numero de dientes del conducido

$\mu_{(1-2)}$  = Relacion del cambio

$n_1$  = Velocidad angular (rpm)

$N$  = Revoluciones (rpm)

$m_n$  = Modulo del engranaje

$D_{(1-2)}$  = Distancia entre centros(mm)

$R_1; R_2$  = Radios primitivos de conductor y conducido (mm)



$\beta$  = Angulo de contacto entre engranajes (grados)  
 $h_1$  = Cabeza del diente (mm)  
 $h$  = Altura total (mm)  
 $P_c$  = Paso circular (mm)  
 $Z$  = Numero de dientes de la rueda o del piñon  
 $D_p$  = Diametro primitivo engranaje (mm)  
 $D_e$  = Diametro exterior engranaje (mm)  
 $D_{ep}$  = Diametro exterior del piñon (mm)  
 $D_{er}$  = Diametro exterior de la rueda (mm)  
 $D_i$  = Diametro interior engranaje (mm)  
 $B$  = Ancho de cara del engranaje (mm)  
 $F_t$  = Fuerza Tangencial (KN)  
 $P$  = Potencia del MCI (W)  
 $w$  = velocidad angular (rad/seg)  
 $F_r$  = Fuerza radial (KN)  
 $\theta$  = Angulo de contacto entre engranajes (grados)  
 $F_T$  = Fuerza Total (KN)  
 $N_2$  = Revoluciones a la salida (rpm)  
 $N_1$  = Revoluciones entrada (rpm)  
 $V$  = velocidad lineal  $\left(\frac{mm}{seg}\right)$   
 $Q_v$  = Numero de calidad  
 $K_v$  = Factor Dinamico  
 $A$  = Constante de la ecuacion 20  
 $B_o$  = Constante de la ecuacion 19  
 $\sigma$  = Esfuerzo por flexion AGMA (MPa)  
 $W_t$  = Carga tangencial transmitida (KN)  
 $K_a$  = Factor de aplicacion  
 $K_v$  = Factor dinamico  
 $F_{an}$  = Ancho de cara engranaje (mm)  
 $K_s$  = Factor de tamaño  
 $K_m$  = Factor de distribucion de carga  
 $J$  = Factor geometrico  
 $\sigma_{adm}$  = Esfuerzo admisible (MPa)  
 $S_t$  = Resistencia de fatiga por flexión (MPa)  
 $K_l$  = Factor de vida  
 $K_T$  = Factor de Temperatura  
 $K_R$  = Factor de confiabilidad  
 $n$  = Factor de seguridad  
 $\sigma_c$  = tensión de contacto de trabajo (MPa)  
 $\emptyset$  = Angulo de presión transversal (grados)  
 $M_G$  = Relación de transmisión  
 $C_p$  = coeficiente elastico (MPa)  
 $I$  = factor geomatrico  
 $C_v$  = factor dinamico  
 $C_a$  = factor de aplicacion  
 $C_s$  = factor de tamaño  
 $C_m$  = factor dedistribucion de carga  
 $C_f$  = factor de estado o condicion de la superficie  
 $S_C$  = resistencia la fatiga  
 $C_L$  = factor de duracion  
 $C_H$  = factor de relacion de dureza  
 $A_H$  = Constante de ecuacion del coeficiente de dureza  
 $H_{BP}; H_{BG}$  = grados de dureza BRINELL  
 $C_T$  = factor de temperatura

$C_R$  = factor de fiabilidad  
 $\sigma_{c,adm}$  = Esfuerzo de contacto, admisible (MPa)  
 $M_T$  = Momento torsor (KNmm)  
 $r_{rp}$  = Radio de la rueda o piñon (mm)  
 $M_f$  = Momento Flector (KNmm)  
 $M_t$  = Momento flector Tangencial (KNmm)  
 $M_r$  = Momento flector Radial (KNmm)  
 $T$  = Torque (Nm)  
 $T_B; T_C; T_D$  = Torque transmitido (Nm)  
 $D_{ext}$  = Diametro exterior del eje (mm)  
 $d_{int}$  = Diametro interior del eje (mm)  
 $K_{fm}; K_f$  = Coeficiente de concentración de tensiones  
 $C$  = Radio maximo (mm)  
 $\sigma_a; \sigma_m$  = Esfuerzo alternante y medio (MPa)  
 $I_{in}$  = Momento de inercia  
 $\tau_m; \tau_a$  = Esfuerzo cortante medio y alternante (MPa)  
 $M_{Tm}; M_{Ta}$  = Momento torsor medio y alternante (MPa)  
 $\sigma'_m; \sigma'_a$  = Esfuerzo medio prima y alternante prima (MPa)  
 $\sigma_m; \sigma_a$  = Esfuerzo medio y alternante (MPa)  
 $K_a$  = Coeficiente de acabado superficial  
 $a$  = Factor de ecuación de acabado superficial (MPa)  
 $b$  = Exponente de ecuación acabado superficial  
 $K_b$  = Coeficiente de tamaño  
 $K_d$  = Coeficiente de temperatura  
 $K_e$  = Coeficiente de concentración de tensiones  
 $K_g$  = Coeficientes de efectos diversos  
 $S'_e$  = limite de resistencia a la fatiga en flexion rotativa de una proneta (MPa)  
 $S_u$  = Resistencia ultima (MPa)  
  
 $S_y$  = Resistencia a la fluencia (MPa)  
 $S_e$  = Tension equivalente (MPa)  
 $\sigma'_{max}$  = Esfuerzo prima maximo (MPa)  
 $\sigma_{max}$  = Esfuerzo maximo (MPa)  
 $\tau_{max}$  = Esfuerzo cortante maximo (MPa)  
  
 $w_R$  = carga por unidad de longitud  $\left(\frac{N}{m}\right)$   
 $E$  = Modulo de elasticidad en tensión  $\left(\frac{N}{m^2}\right)$   
 $I_A$  = Momento de inercia de área ( $m^4$ )  
 $V_c$  = Fuerza de corte (N)  
 $\theta_p$  = Pendiente (radianes)  
 $F_p$  = Fuerza del perfilado (KN)  
 $\tau$  = Esfuerzo Cortante (MPa)  
  
 $r_r$  = Radio de redondeo (mm)  
 $K_{ts}$  = Factor de concentrador de esfuerzos  
 $L$  = Longitud minima de acanalado (mm)  
 $b_e$  = Ancho del estriado (mm)  
  
 $F_a; F_m$  = Fuerza media y fuerza alternante sobre la cuña (N)  
 $T_m; T_a$  = Torque medio y torque alternante a traves del eje (Nm)

$r_{eje}$  = Radio de la seccion (m)  
 $A_{cortante}$  = Area cortante (mm<sup>2</sup>)  
 $L_{ch}$  = Longitud de la chaveta (mm)  
 $D_{ch}$  = diametro de la sección del eje para chaveta (mm)  
 $h_{ch}$  = Altura chaveta (mm)  
 $A_{apl}$  = Area por aplastamiento (mm<sup>2</sup>)  
 $\sigma_{apl}$  = Esfuerzo por aplastamiento (MPa)  
 $M_{fm}; M_{fa}$  = Momento flector medio y alternante (MPa)  
 $A_{ch}$  = Ancho de la chaveta (mm)  
 $n_{ch}$  = Factor de seguridad de chaveta  
 $L_{10}$  = Indice basico de vida (Millones de revoluciones)  
 $L_{10h}$  = Indice basico de vida (horas de funcionamiento)  
 $L_{10m}$  = Vida nominal SKF (Millones de revoluciones)  
 $a_1$  = Factor de vida nominal SKF  
 $a_{SKF}$  = Factor grafico de vida nominal SKF  
 $c$  = Indice basico de carga (KN)  
 $p$  = Carga del rodamiento (KN)  
 $d_m$  = Diametro medio del rodamiento (mm)  
 $d$  = Diametro pista interna rodamiento (mm)  
 $D$  = Diametro pista externa rodamiento (mm)  
 $v$  = Viscosidad nominal  $\left(\frac{mm^2}{seg}\right)$   
 $P_u$  = Carga límite de fatiga (KN)  
 $n_c$  = Factor para distintos niveles de contaminación  
 $L_{10mh}$  = Vida nominal SKF (horas de funcionamiento)  
 $\rho$  = Densidad a la temperatura de trabajo  $\left(\frac{g}{cm^3}\right)$   
 $\mu$  = Viscosidad absoluta (mPa \* seg)  
 $M$  = Momento flexionante (Nm)

## **7. METODOLOGÍA**

El proyecto de grado se desarrollará bajo los parámetros que enuncia el enfoque de marco lógico (E.M.L).

### **7.1. Enfoque de marco lógico**

Comprendemos como E.M.L una herramienta mundial de organización a la hora de formular proyectos el cual nos facilita en el diseño, ejecución, formulación, planificación, gestión y control de proyectos orientados por objetivos. El enfoque de marco lógico es la orientación, participación y comunicación de las metas esperadas para el cumplimiento desglosado de cada uno.

Con el fin de aportar ventajas a la hora de realizar los proyectos, el marco lógico ayuda en la conexión de las actividades planteadas en relación a los objetivos para evitar las ambigüedades que se cometan a la hora de realizar dichas actividades.

La metodología que se llevara a cabo en el proyecto de grado es realizar una matriz de marco lógico el cual estará involucrado un análisis desglosado del trabajo en el cual se expondrá el desarrollo del proyecto, como: las actividades principales, planeación en los insumos o productos del proyecto, el desarrollo de las pruebas y la selección del diseño e implementación del banco de pruebas, como los posibles involucrados en el proyecto (grupos de interés). [44]

Se realizarán los diagramas de problemas y objetivos que darán paso a la determinación de los objetivos, metas y producto final, el cual nos permitirá dar inicio a la solución de la situación problema enunciada en el título 4; la matriz de marco lógico se expondrá en los anexos del trabajo organizando el proceso para la ejecución del proyecto.

### **7.2. Árbol de problemas/ diagrama de problemas**

El árbol de problemas o diagrama de problemas es una herramienta que permite identificar los aspectos negativos de una situación particular, se establece una relación causa-efecto del problema o problemas si se da en el caso.

El análisis del problema juega papel importante en la planificación del proyecto de grado puesto que ejerce una influencia bastante considerable en las intervenciones que tengan a lugar.

En el caso particular del proyecto de grado, el problema se localiza en el centro del diagrama que en pocas palabras constituye el tronco del árbol, inferior al tronco se

determinan las raíces (causas) al problema y en lo superior se define las hojas (efectos). (Ver figura)

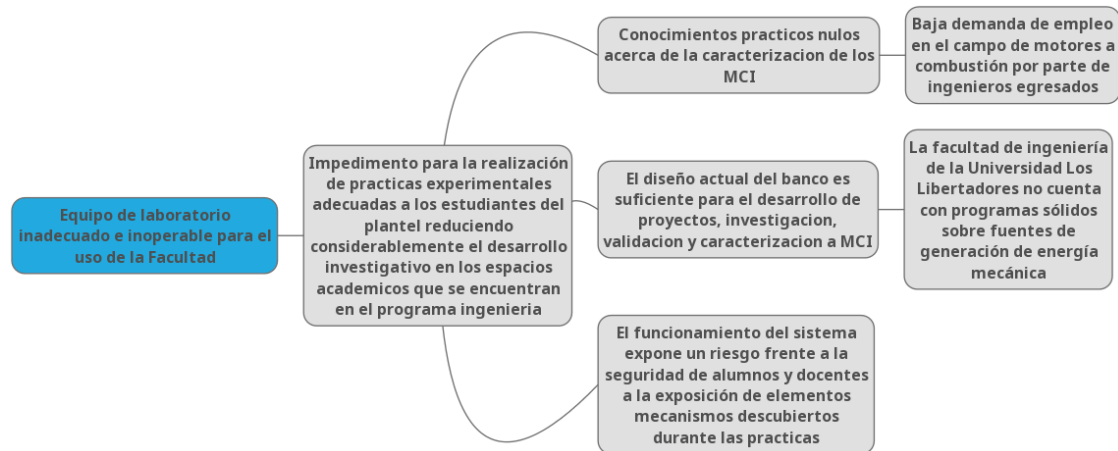


Figura 3: Árbol de problemas / diagrama de problemas, autores

### 7.3. Árbol de objetivos/ diagrama de objetivos

El diagrama de objetivos se emplea para plantear una solución en donde los problemas nombrados con anterioridad puedan notarse como una oportunidad de mejora a la situación particular donde se invierte el árbol de problemas en algo positivo las raíces en este caso son los medios, el tronco del árbol; objetivo general y las hojas (metas) (Ver figura).

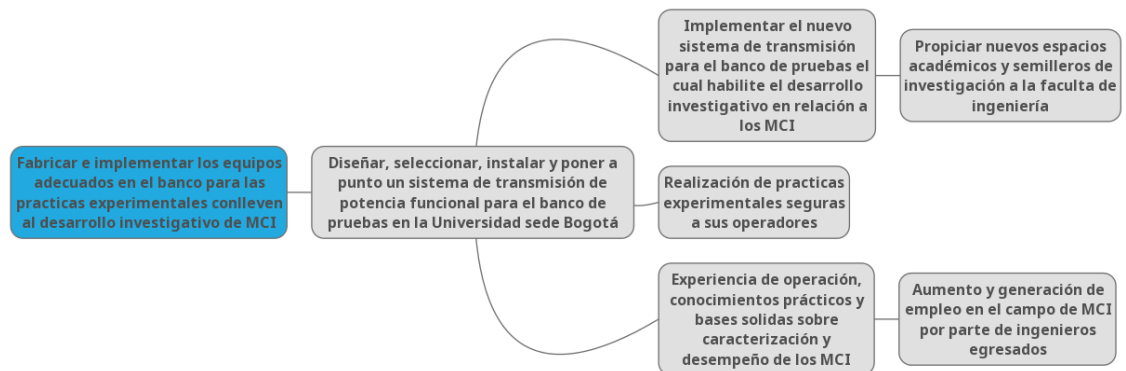


Figura 4: Árbol de objetivos/Diagrama de objetivos, autores

#### **7.4. Análisis del problema**

Las causas principales de la situación problema radica en la condición de diseño actual e inoperancia del banco de pruebas, esto dificulta la realización de prácticas experimentales y trabajos de investigación, la solución eficaz de la situación se dará mediante la ejecución y objetividad del proyecto; Diseñar, seleccionar e instalar un sistema de transmisión de potencia funcional para el banco de pruebas en la universidad los libertadores sede en Bogotá.

Gracias al E.M.L se es posible evidenciar un análisis dual (gráfico y metodológico) el cual expone los propósitos, metas y producto del proyecto que se definen a continuación.

#### **7.5. Propósito**

El propósito principal del proyecto es diseñar, seleccionar e instalar un sistema de transmisión de potencia funcional para el banco de pruebas en la universidad los libertadores sede en Bogotá el cual permita realizar prácticas experimentales seguras y adecuadas al plantel estudiantil.

#### **7.6. Meta del proyecto**

Dado el objetivo del proyecto la meta se comprende como un objetivo de rango superior al propósito general inicial, claramente si el proyecto llega a ser implementado de manera efectiva.

La meta del proyecto se define como: Aportar a la comunidad educativa de los Libertadores un equipo de experimentación técnica para lograr el impulso a la investigación, desarrollo de nuevas tecnologías nuevas para MCI, fortificar los conceptos teorico-practicos a los estudiantes, con el fin de aumentar de categoría los perfiles de los egresados a la incorporación de empleo y de campo investigativo.

#### **7.7. Productos deseados**

En base a la determinación de los objetivos y problemas a partir del análisis en los diagramas, se enlistan los resultados deseados en relación a la metodología para lograr la meta del proyecto:

- Contar con el equipo necesario para la realización de prácticas de laboratorio y proyectos de investigación en el uso de MCI, que cumpla los estándares de operación y seguridad a los operarios, docentes y estudiantes de la Universidad Los Libertadores.

- Adquirir los sistemas pertinentes para la realización de las pruebas de los MCI; caracterización de MCI, construcción de curvas y pruebas de desempeño del motor sometido a diferentes cambios de RPM.
- Aumentar considerablemente el nivel de conocimientos prácticos en las pruebas experimentales de los MCI a los estudiantes de ingeniería de la facultad.
- Fomentar la cultura investigativa y el desarrollo de proyectos de grado que se relacionen a la aplicación de los MCI y al banco de pruebas en general.

### **7.8. Principales involucrados**

En base a la metodología del marco lógico esta parte busca contextualizar el verdadero ámbito de aplicación del proyecto de grado a los diferentes beneficiados siendo directos o indirectos, en caso de que se efectuó la implementación del sistema de transmisión.

### **7.9. Clientes directos**

La Universidad Los Libertadores, la facultad de ingeniería mecánica, el programa técnico automotriz y el ingeniero Alexander G. Mariaca serían los principales beneficiados en la ejecución y puesta a punta del banco de pruebas al realizarse las comprobaciones y demostraciones experimentales en un MCI.

La implementación del banco enriquecerá el conocimiento y experiencia a los estudiantes de la universidad Los Libertadores, dará un valor agregado al egresado de la facultad de ingeniería enfatizándose en temas referenciados a los MCI y diseño de maquinaria.

### **7.10. Clientes indirectos**

Podemos identificar clientes indirectos a la Universidad Los Libertadores que se podrían beneficiar si se procede a la ejecución del proyecto como:

- **Instituciones Educativas**

Podemos identificar a los alrededores de la Universidad Los Libertadores cierta cantidad de universidades y centros de formación profesional y/o técnica en Ingeniería mecánica e ingeniería mecánica Automotriz.

Dichas instituciones pueden tener como aprovechamiento las instalaciones que tiene la facultad para el estudio de los motores a combustión interna y a futuro abrir convenios para la creación de proyectos de tipo interinstitucional.

- **Empresas del sector automotriz**

Estas entidades quieren siempre mejorar sus servicios y esta podría ser una ventaja para la universidad Los libertadores, ya que con este banco podría llegar a acuerdos y convenios con la empresa interesada de tal manera, realizar estudios técnicos y prácticas a MCI estacionarios en ámbito real.

De acuerdo a esto estaremos generando conciencia en que los mismos estudiantes puedan trabajar a la mano con dichas empresas para lograr una experiencia y un crecimiento laboral en su hoja de vida.

### **7.11. Análisis de involucrados (grupo de interesados)**

Al identificar los posibles clientes externos e internos con la implementación del proyecto, se procede a realizar una matriz DOFA, en los cuales se tendrán en cuenta los recursos, alcances intereses y problemas que puedan afectar grupos de interesados, se presentara dicha matriz una vez enlistados los siguientes subtítulos:

- **Debilidades:** La debilidad concreta del proyecto fue identificada como la situación problemática nombrada en el diagrama de problemas que se enuncia a continuación: Impedimento para la realización de prácticas experimentales adecuadas a los estudiantes del plantel reduciendo considerablemente el desarrollo investigativo en los espacios académicos que se encuentran en el programa de ingeniería.
- **Fortalezas:** Se identifican varias fortalezas dentro del grupo interés interno el cual cuenta con bases de alto nivel académico en los cuales se centran los investigadores, alumnos y profesores de la Universidad los libertadores los cuales pueden brindar un aporte en base a la parte investigativa y desarrollo en los motores a combustión interna, ya se ha realizado un proyecto en base a este banco de pruebas, el mejoramiento de equipo de investigación supone una fortaleza a la implementación de este proyecto.
- **Oportunidades:** Contar con equipo y herramientas que promuevan la investigación científica/tecnológica por ende el crecimiento de las capacidades estudiantiles, la implementación del proyecto supone un interés potencial para los centros de formación técnica y profesional y empresas que se relacionen al uso de los MCI el banco de pruebas supone una posibilidad de crecimiento en la búsqueda de espacios interinstitucionales y oportunidades de incursionar en el ámbito laboral por medio de dichas empresas.



- **Amenazas:** Una de las amenazas visibles para el proyecto es no contar con el financiamiento necesario para ejecutar y adquirir los insumos, estructuras y equipos para la puesta punto del mismo.

Tabla 1: Análisis DOFA, autores.

<b>ANÁLISIS DOFA</b> <i>banco de pruebas</i>	<b>OPORTUNIDADES</b>	<b>AMENAZAS</b>
	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Desarrollo en programas de investigación específico.</li> <li>2. Creación de convenios con instituciones y empresas.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Alto costo de fabricación.</li> <li>2. Compra de repuestos no correspondiente al diseño de transmisión.</li> </ol>
<b>FORTALEZAS</b>	<b>Estrategia FO</b>	<b>Estrategia FA</b>
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Desarrollo e iniciativa en investigación.</li> <li>2. Creación de nuevos proyectos relacionados a los MCI.</li> <li>3. Mejoramiento en el ámbito académico.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Desarrollar más espacios investigativos, laborales e interinstitucionales en la facultad de ingeniería mecánica.</li> <li>2. Realizar prácticas experimentales para afianzar los conocimientos en un ámbito real.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Elaborar más prácticas experimentales respecto al mantenimiento mecánico.</li> </ol>
<b>DEBILIDADES</b>	<b>Estrategia DO</b>	<b>Estrategia DA</b>
<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Dificultad e imposibilidad de realizar de manera adecuada las prácticas en el banco de pruebas.</li> <li>2. Inconvenientes funcionales por parte del diseño.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Utilizar software CAD y elementos finitos para la optimización de piezas que permita la visualización de diseño final.</li> <li>2. Sostener con cálculos teóricos los resultados obtenidos durante la finalización del proyecto.</li> </ol>	<ol style="list-style-type: none"> <li>1. Diseñar varias alternativas para la optimización en el diseño final.</li> <li>2. Fabricar los elementos de transmisión con materiales de calidad a un costo accesible.</li> </ol>

## 7.12. Líneas de acción, limitaciones y riesgos.

La línea de acción más conveniente una vez analizadas las oportunidades y fortalezas para la mejora del nivel académico, los semilleros de investigación en el programa de ingeniería y la incursión en empresas relacionados a los MCI es la implementación del banco, supone una mejora a la universidad como a los procesos académicos que cuenta la institución, se espera que con la instalación de esta herramienta de estudio se potencialicen los recursos que cuenta la universidad a la población estudiantil.

Respecto a las amenazas y debilidades, se cuenta como riesgo de no contar con la suficiente financiación para la ejecución del proyecto tomando como referencia las expectativas de los grupos de interés siendo directos e indirectos.

## 7.13. Análisis de los grupos de interés

El resultado de los grupos de interés se resume a los beneficiarios directos del proyecto y el ámbito de aplicación que se enuncian a continuación:

- **Beneficiarios directos del proyecto.**

El proyecto tendrá como beneficiarios directos al Ing. Alexander G. Mariaca, los profesores, estudiantes e investigadores de la Universidad Los Libertadores.

#### **7.14. Ámbito de aplicación**

La implementación del banco busca la mejora y optimización del ámbito investigativo y académico del plantel de ingeniería de Los Libertadores, en el área específica de los MCI de uso estacionario con posibilidades de ofrecer y prestar futuros servicios a clientes indirectos.

#### **7.15. Alternativas de solución propuestas**

Al determinar las metas, propósito, producto final esperado como el análisis de los grupos de interés y el ámbito real de aplicación, se realizara una ponderación entre las alternativas de solución al problema, sistema y elementos mecánicos flexibles y rígidos respecto al sistema de transmisión (piñón-cadena) actual, el método para la ponderación entre sistemas de transmisión de potencia se realizara por medio de un método particular llamado Casa de la calidad QFD, el cual permite observar gráficamente las posibles soluciones al problema de acuerdo a las exigencias de los involucrados directos y variables importantes hacia el montaje del sistema como de funcionamiento.

## 7.16. Casa de la calidad o QFD

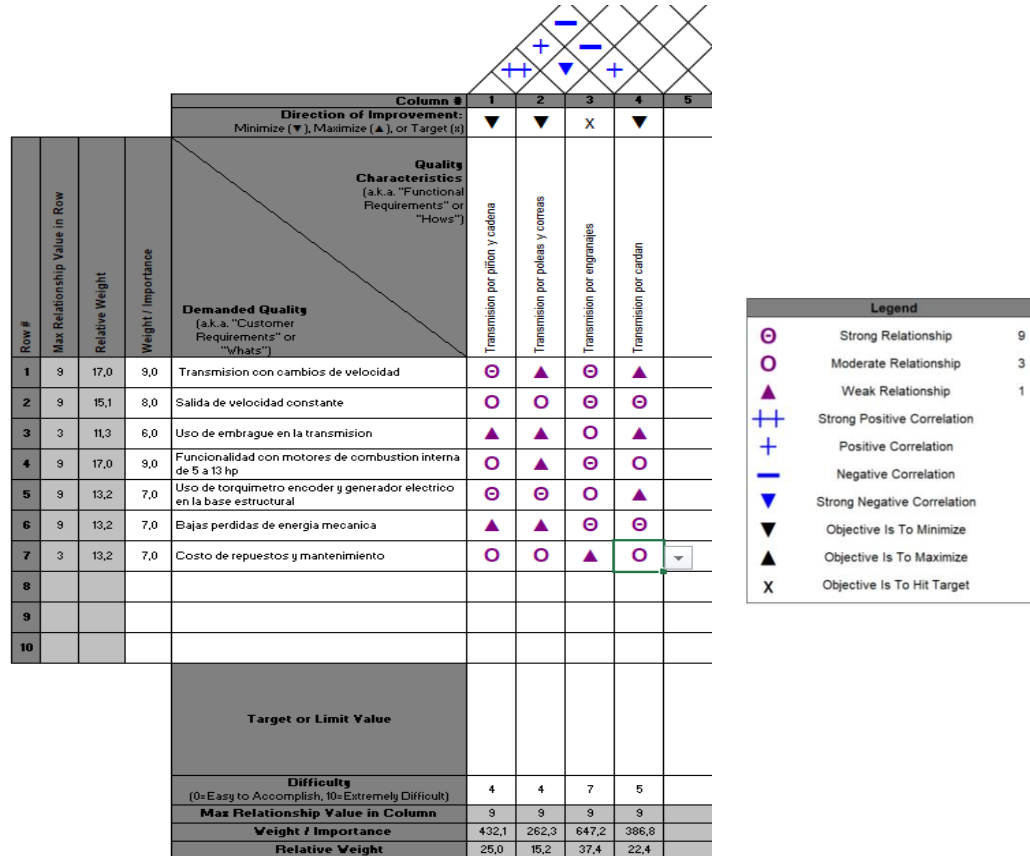


Figura 5: Casa de calidad QFD, autores

### Transmisión por piñón y cadena

1. Es alta en consideración respecto con los cambios de velocidad ya que estos presentar varias modalidades a la hora del cambio y es empleado en muchas ocasiones en el caso que nosotros presentamos.
2. Respectivamente podemos indicar que la velocidad de entrada no va permanecer igual a la de la salida ya que abran perdidas en la conducción de la cadena por este motivo su relación no es moderada.
3. Revisando transmisión piñón-cadena se evidencia que el uso de embrague no es requerido en estos casos por tal motivo se da una relación baja para las necesidades y especificaciones.
4. El funcionamiento con diferentes motores es moderado
5. Se tuvo en cuenta la distribución del generador, encoder y torquimetro en la estructura del banco, la consideración dada es alta ya que el generador en su

montaje queda centrado y bien sujetado a la estructura, el encoder se acopla fácilmente.

6. Se observan altas perdidas en esta transmisión ya que la distancia entre ejes es muy amplia y la cadena oscila bruscamente en la operación.
7. Los repuestos son asequibles, en la parte de su mantenimiento no es complicada por estos motivos se obtiene una relación moderada.

### ***Transmisión por poleas y correas***

1. Es baja con el cambio de velocidad ya que en este caso toca realizarlo manualmente y es un impedimento a la hora de hacer pruebas.
2. Este es un caso parecido al de piñón-cadena ya que evidencian perdidas de movimiento en la entrada a la salida por el tipo de correa o por su forma de tensionarla por este motivo su relación es moderada
3. El uso de embrague no es aplicable en esta transmisión por ende la calificación es baja
4. El acople con motores a combustión interna es baja ya que el sistema es muy grande.
5. Se tuvo presente la misma distribución de piñón-cadena por ser transmisiones semejantes a la hora del montaje; su relación es alta.
6. En sistemas de poleas y correas se generan pérdidas por deslizamiento y potencia por fricción lo cual tiene una relación baja.
7. El sistema es moderado ya que sus costos son muy asequibles y no requiere gran dificultad en el mantenimiento.

### ***Transmisión por engranajes.***

1. Los mecanismos actuales utilizan caja de cambios que son empleados por medio de engranajes el cual permite gran variedad de cambios por lo tanto es la más adecuada el trabajo y su consideración es alta.
2. La transmisión siempre permanecerá constante pasando por los arboles hasta llegar a la salida por este motivo su relación es alta.
3. El uso de embrague es necesario en este sistema ya que permite el cambio de transmisión por lo que su relación es moderada.
4. Permite gran variedad de acople de motores respecto a la geometría de las cajas de transmisión por engranajes por lo que su relación es alta.
5. Se tiene complicaciones en el uso del encoder por motivo a la distribución de la caja y sus ejes, se toma una relación moderada.
6. La eficiencia de la transmisión se toma como alta ya que la transmisión siempre es constante.

7. Respecto a los repuestos hay alta demanda, los precios son altos/moderados de acuerdo a la pieza, el mantenimiento tiene un grado leve de dificultad por ende su relación es baja

### **Transmisión por cardan**

1. No tiene una transmisión de cambios por esto su relación es baja.
2. Aquí su relación es alta ya que la transmisión es directa por ende la salida recibe lo mismo que la entrada.
3. No tiene embrague relación baja.
4. Funciona acoplando cualquier motor, su relación es alta.
5. No permite acoplamiento con los elementos externos, su relación es baja.
6. Las pérdidas serán mínimas ya que su transmisión es directa por consiguiente su relación es alta.
7. Su mantenimiento es fácil, sus repuestos y costos son asequibles por eso su relación es moderada.

### **7.17. Análisis de alternativas de solución**

Al realizarse la QFD se evidencia que la mejor solución respecto a los diferentes requisitos es una caja de transmisión de engranajes. Como solución práctica al problema se opta por realizar una investigación a diferentes cajas de transmisión manual de engranajes que sean accesibles al consumidor. Factores como el costo de fabricación y el tiempo de diseño serían inconvenientes y amenazas para la ejecución del proyecto lo cual se decide adquirir una caja de transmisión de 5 velocidades manual por engranajes rectos de una motocicleta.

Para la selección de la caja de transmisión se tuvo en cuenta modelos de motocicleta que superan el valor de potencia a la cual se impulsa la maquina motriz, esto con el fin de permitir la adecuación a diferentes motores a combustión interna en la base del banco de pruebas. A continuación, se exponen los modelos de las cajas de transmisión de las motocicletas cotizadas con el fin de seleccionar la más adecuada:

- Yamaha FZ16® \$327.000.00 (COP)
- Honda XL200® \$300.000.00 (COP)
- AKT 125® \$267.000.00 (COP)

Entre las posibles motocicletas nombradas se selecciona la *HONDA XL200®* respecto a las características que posee dicha caja; relaciones de transmisión y mantenimiento.

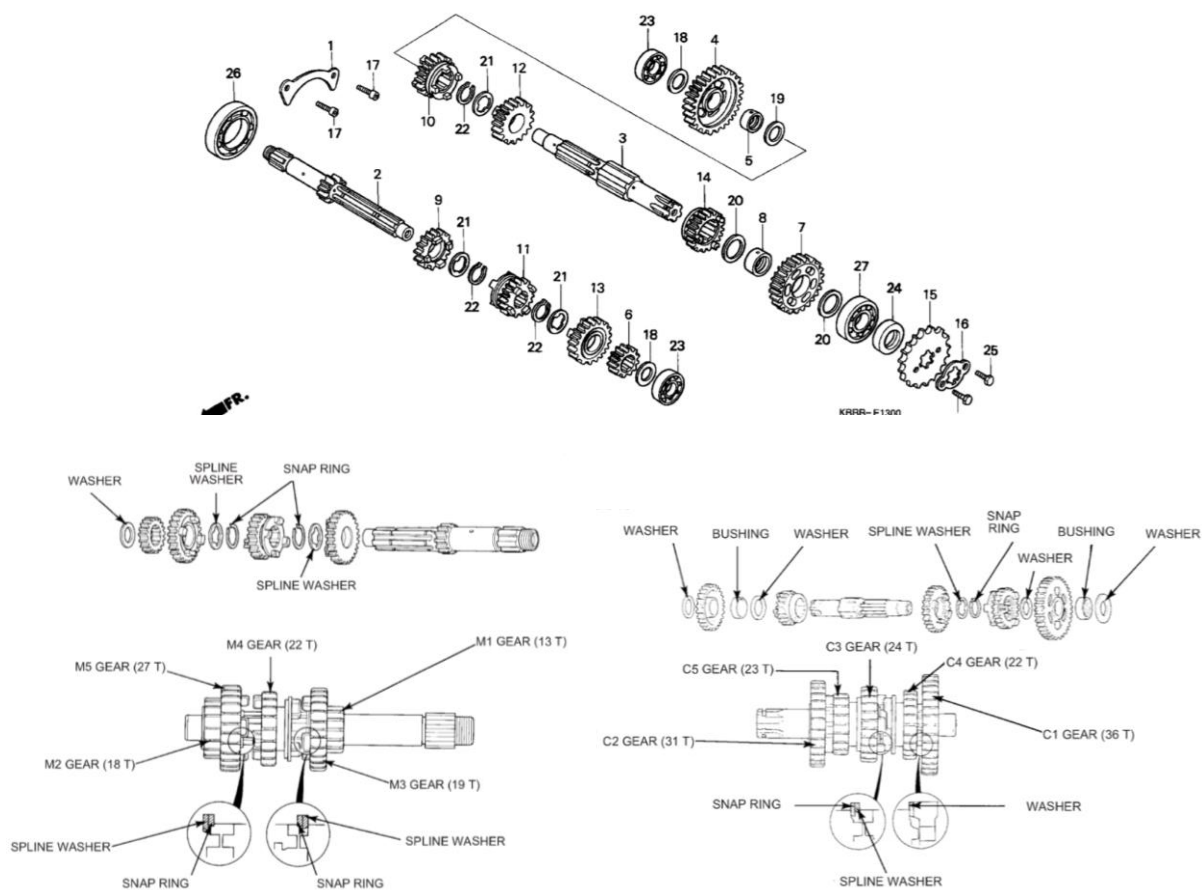


Figura 6: Transmisión mecánica honda XL200<sup>3</sup>



# XL200

## ESPECIFICACIONES

<p><b>MOTOR</b>          Tipo: 4 tiempos, monocilíndrico, OHC          Enfriamiento: aire          Cilindrada: 196.9 cc          Potencia máxima: 16.96 hp @ 6,000 rpm          Torque: 16.87 Nm @ 6,500 rpm.</p> <p><b>SISTEMA DE ALIMENTACIÓN</b>          Tipo: carburador          Capacidad de combustible: 8.5 litros.</p> <p><b>SISTEMA ELECTRÓNICO</b>          Tipo de arranque: electrónico.</p> <p><b>TRANSMISIÓN</b>          Tipo: mecánica de 5 velocidades.          Transmisión final: cadena.</p>	<p><b>SUSPENSIÓN</b>          Suspensión delantera: horquilla telescópica; 194mm de recorrido.          Suspensión trasera: brazo basculante tipo Pro-Link®; 174 mm de recorrido.</p> <p><b>RUEDAS</b>          Llantera delantera: 2.75-21-45R          Llantera trasera: 4.10-18-60R.</p> <p><b>FRENOS</b>          Freno delantero: disco de 240mm de diametro.          Freno trasero: tambor.</p> <p><b>INSTRUMENTOS Y ELECTRICIDAD</b>          Panel de instrumentos: analógico.          Luz principal: 12V / 35W.</p>
--	--

Figura 7: Ficha técnica honda xl200<sup>4</sup>

<sup>3</sup> Extraída de casa de fabricación Honda oficial

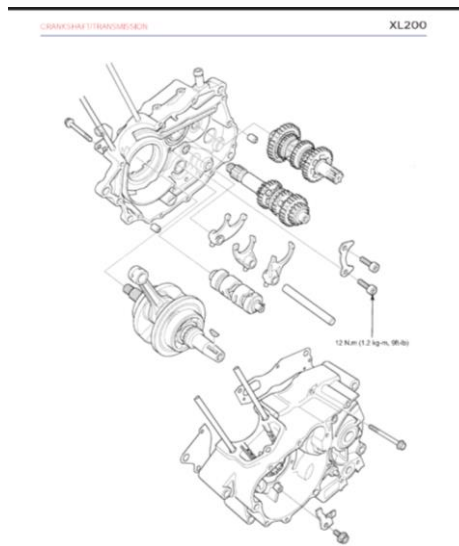


Figura 8: Representación general sistema de transmisión honda xl200<sup>5</sup>

## 8. CÁLCULOS TEÓRICOS TRANSMISIÓN MECÁNICA

En este apartado se realizarán los respectivos cálculos teóricos para el sistema de transmisión de potencia escogido con anterioridad, se verifica que la caja de transmisión de la HONDA XL 200® y el diseño de elementos externos a dicha caja de transmisión cumplan con las especificaciones de uso y variables de diseño antes de proceder a la fabricación y montaje.

Se calculan los elementos a una situación crítica que sobrestime una situación real, con el fin de asegurar la factibilidad de funcionamiento, operación y consideraciones importantes respecto a las variables de diseño por ende analizar el comportamiento frente a la exigencia de las piezas del conjunto general de transmisión. Para dicho cálculo se tomará en cuenta el MCI que cuenta el banco de transmisión actual, a continuación, se muestra las curvas de desempeño del MCI:

---

<sup>4</sup> Extraída de casa de fabricación Honda oficial

<sup>5</sup> Extraída de casa de fabricación Honda oficial

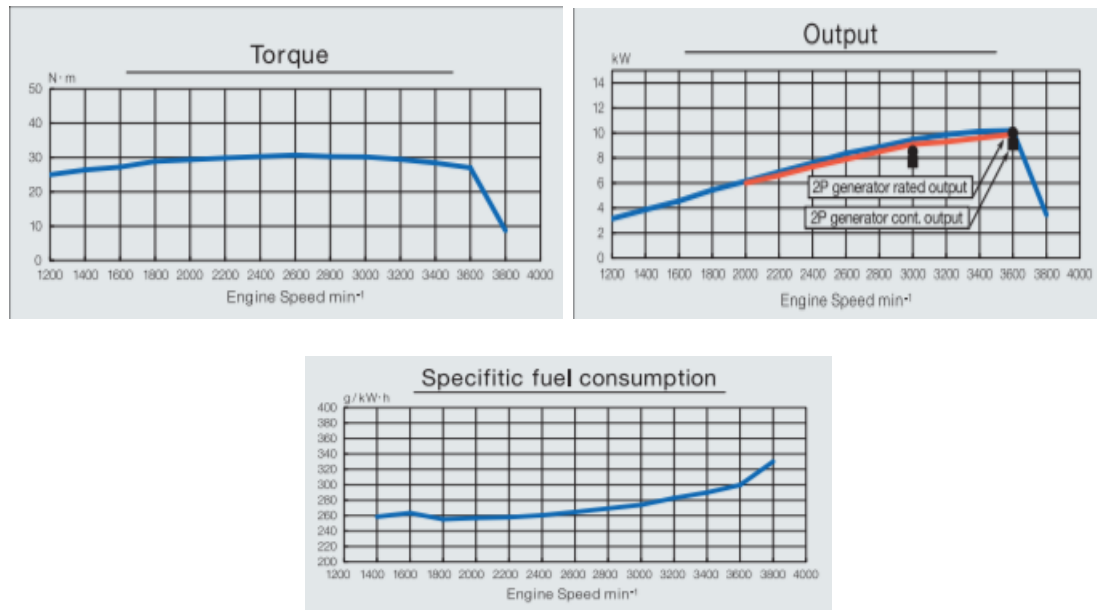


Figura 9: Curvas de desempeño del MCP<sup>6</sup>

Las curvas expuestas muestran el valor máximo de potencia de 10 kW a 3600 RPM para efectos de cálculo se asumirá la situación crítica manteniéndose los 10 kW a un valor de RPM superior y 3 por debajo de las 3600.

### 8.1. Análisis de caja de cambios de transmisión honda xl200®

Una de las consideraciones importantes a resaltar debido al funcionamiento de las cajas de transmisión de motocicleta es que estas reducen las revoluciones por minuto con que se mueve el cigüeñal del motor debido a la configuración de los engranajes, a continuación, se muestran las relaciones de transmisión originales de la motocicleta.

<sup>6</sup> Extraída de YANMAR -TNV Series 13.5/83.8 hp



Tabla 2: Relaciones de velocidad HONDA XL200®<sup>7</sup>

ITEM	SPECIFICATION
Clutch	Multi-plate, wet
Transmission	5 Speed, constant mesh
Primary reduction	3.0909 (68/22)
Gear ratio 1	2.7692 (36/13)
Gear ratio 2	1.7222 (31/18)
Gear ratio 3	1.2631 (24/19)
Gear ratio 4	1.0000 (22/22)
Gear ratio 5	0.851 (23/27)
Final reduction	3.230 (13/42)
Gear shift pattern	1-N-2-3-4-5

La caja de transmisión se abordará de manera inversa tomando como eje principal el eje secundario y viceversa con el fin de multiplicar el movimiento del motor de unas RPM variables para una salida fija de velocidad, se realiza la configuración de esta manera para cumplir las especificaciones del cliente y funcionamiento de los sistemas externos a la transmisión.

✓ **Relación respecto a la caja de cambios**

- Primera velocidad: 1:0,3611
- Segunda velocidad: 1:0,5806
- Tercera velocidad: 1:0,7916
- Cuarta velocidad: 1:1
- Quinta velocidad: 1:1,1739
- Salida embrague velocidad: 1:0,32

- ✓ **Calculo velocidades angulares:** En esta sección se realizará un análisis cinemático a la caja de cambios, en el cual se determina por requerimientos del Ing. Alexander G. Mariaca; salida del sistema de transmisión a (3600 rpm), usando la (Ec. 2).

$$n_1 = \frac{36}{13} * 1300rpm = 3600rpm$$

$$n_2 = \frac{31}{18} * 2090,32rpm = 3599,99rpm$$

$$n_3 = \frac{24}{19} * 2850rpm = 3600rpm$$

---

<sup>7</sup> Extraída de HONDA SHOP MANUAL XL200®

$$n_4 = \frac{22}{22} * 3600rpm = 3600rpm$$

$$n_5 = \frac{23}{27} * 4226,08rpm = 3600rpm$$

Esta velocidad angular multiplicada por cada relación de transmisión de cada marcha, da como resultado la velocidad angular a la salida del sistema.

$$Salida\ del\ embrague = \frac{68}{22} * 3600rpm = 11127,27rpm$$

Esta salida del sistema se multiplica por la relación donde se ubica el embrague respecto al eje de salida, para obtener la velocidad angular que posee la marcha final hasta el generador.

$$Salida\ al\ generador = \frac{22}{68} * 11127,27rpm = 3600rpm$$

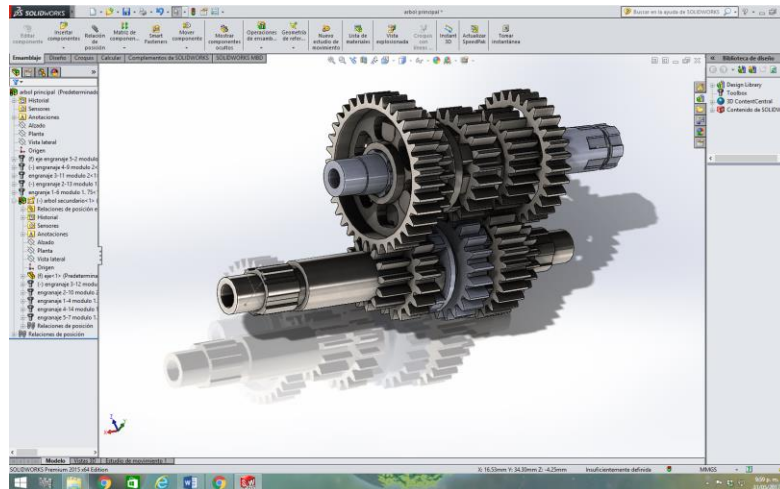


Figura 10: Representación en CAD de los ejes primario y secundario, autores

Tabla 3: Relación de transmisión (de acuerdo orden de los engranajes en los ejes), autores

	Eje principal			Eje secundario			Relación
	Nº Engranaje manual	Dientes	Modulo	Nº Engranaje manual	Dientes	Modulo	
Primera velocidad	4	36	2	2	13	2	0,36

Tercera velocidad	10	24	2,25	9	19	2,25	0,79
Cuarta velocidad	12	22	2,25	11	22	2,25	1
Quinta velocidad	14	23	2	13	27	2	1,17
Segunda velocidad	7	31	2	6	18	2	0,58

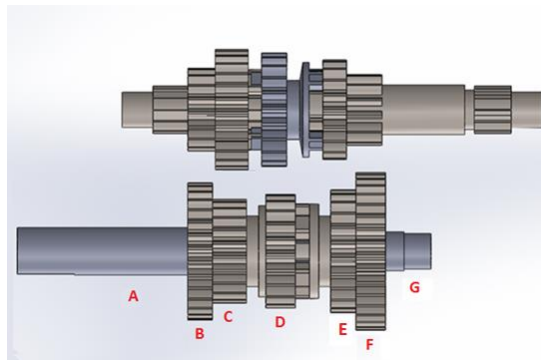


Figura 11: Relación de transmisión, eje principal y secundario, autores

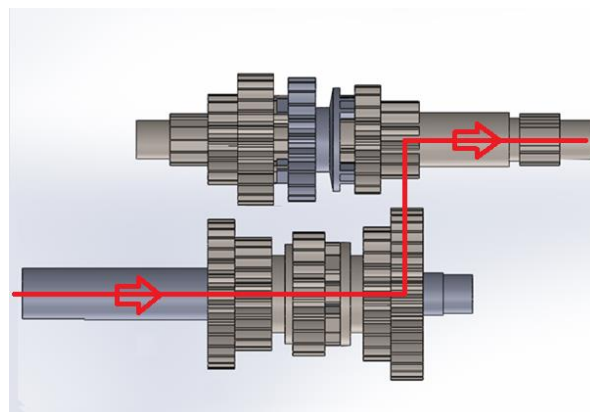


Figura 12: Primera velocidad, autores

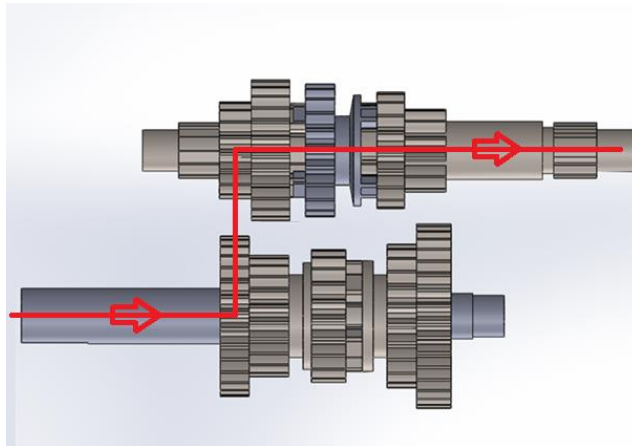


Figura 13: Segunda velocidad, autores

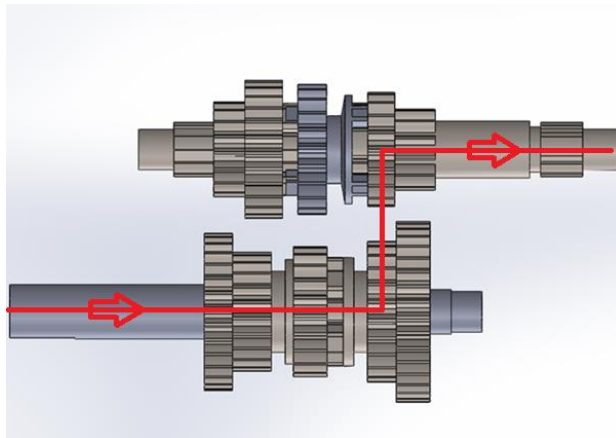


Figura 14: Tercera velocidad, autores

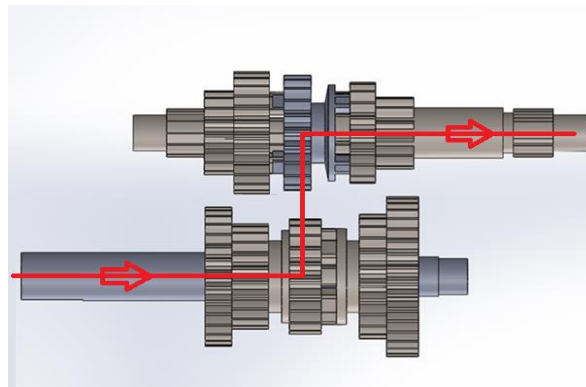


Figura 15: Cuarta velocidad, autores

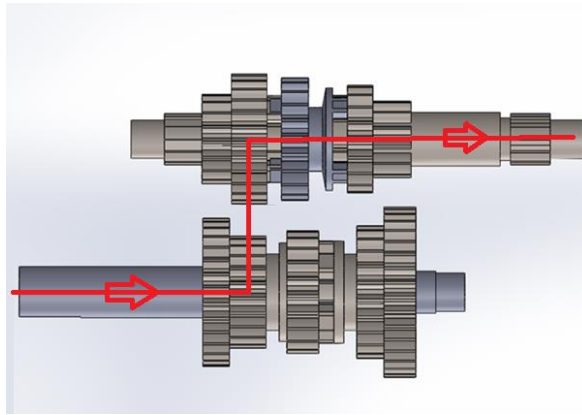


Figura 16: Quinta velocidad, autores

## 8.2. Diseño engranajes

De acuerdo a la información se procede a realizar los cálculos teóricos. Se inicia con el diseño de los engranajes; luego de esto se tabularán los resultados obtenidos, se tendrán en cuenta parámetros como lo es el material, esfuerzos principales y geometría.

### 8.2.1. Geometría engranaje conductor y conducido:

Se deben tener presente el número de dientes del engranaje conductor y conducido de cada una de las relaciones presentes en la transmisión, con esto se pueden calcular parámetros geométricos como: diámetros, espesores, alturas, etc. Como parámetro inicial se determina la distancia que presentan los ejes que contienen dichos engranajes, en otras palabras, la distancia entre centros. Ahora como primer cálculo se hará la suma de radios del engranaje conductor y conducido, el cual es 49 [mm].

De acuerdo a la (Ec.1 y Ec.3), se obtienen los siguientes resultados

$$\mu_{(1-2)} = \frac{Z_1}{Z_2} = \frac{13}{36} = 0,36 \quad (Ec. 1)$$

$$m_n = \frac{D_{(1-2)} * 2 * \cos\beta}{Z_1 + Z_2} = \frac{49 * 2 * \cos(20)}{13 + 36} = 1,90 \quad (Ec. 3)$$

Tabla 4: módulos de engranajes y pasos estandarizados (UNE 3121)<sup>8</sup>

Modulo m	paso	Modulo m	Paso	Modulo m	paso
0.5	1.571	2	6.284	6	18.850
0.55	1.727	2.25	7.069	6.5	20.420
0.6	1.885	2.5	7.854	7	21.991
0.7	2.199	2.75	8.639	8	25.133
0.8	2.513	3	9.425	9	28.274
0.9	2.827	3.25	10.210	10	31.416
1	3.142	3.5	10.996	11	34.557
1.125	3.534	3.75	11.781	12	37.699
1.25	3.927	4	12.556	14	43.982
1.375	4.320	4.5	14.137	16	50.265
1.5	4.712	5	15.708	18	56.549
1.75	5.498	5.5	17.279	20	62.832

Por tanto, de acuerdo a la información adquirida se elige el modulo más cercano por encima de 1,90; se obtiene un módulo de:

$$m_n = 2$$

Posteriormente al escoger el modulo, se verifica si el número de dientes concuerdan con el engranaje que se está calculando.

$$D_{(1-2)} = R_1 + R_2 = \frac{1}{2} * m_n * (\mu_{(1-2)} * Z_1 + Z_2) \quad (Ec. 3)$$

Se despega ( $Z_2$ ) de la (Ec.3) el cual es el número de dientes del engranaje conducido:

$$Z_2 = \frac{D_{(1-2)} * 2}{m_n * (1 + \mu_{(1-2)})} = \frac{49 * 2}{2 * (1 + 0.3611111111)} \quad (Ec. 4)$$

$$Z_2 = 36 \text{ dientes}$$

Se obtiene ahora el número de dientes del engranaje conductor utilizando la (Ec.5)

$$Z_1 = \mu_{(1-2)} * Z_2 \quad (Ec. 5)$$

$$Z_1 = 0.36 * 36$$

$$Z_1 = 13 \text{ dientes}$$

<sup>8</sup> Extraído de CLR (Compañía levantina de reductores), cálculo de engranajes, transmisiones mecánicas

Con los resultados anteriormente obtenidos, se asegura que los valores son correctos, ya que se evidencia un error relativo de 0% con respecto al cálculo de los dientes. Una vez hechas las verificaciones, se procede a calcular la geometría de los engranajes. Se calcula la altura de los dientes con la Ec.6, Ec.7, Ec.8, las cuales se constituyen por dos zonas:

Altura de Cabeza del diente:

$$h_1 = 1 * m_n = 1 * 2 = 2mm \quad (Ec. 6)$$

Altura de Base del diente,

$$h_2 = 1,25 * m_n = 1,25 * 2 = 2,5mm \quad (Ec. 7)$$

Altura total del diente:

$$h = h_1 + h_2 = 2 + 2,5 = 4,5mm \quad (Ec. 8)$$

La altura calculada es igual en los dos engranajes ya que el modulo debe ser el mismo para que estos encajen. Con respecto a los diámetros se utilizan las siguientes Ec:

Paso circular

$$P_c = \pi * m_n = \pi * 2 = 6,28mm \quad (Ec. 9)$$

Diámetro primitivo:

$$D_p = Z * m_n = 13 * 2 = 26mm \quad (Ec. 10)$$

$$D_p = Z * m_n = 36 * 2 = 72mm$$

Diámetro exterior:

$$D_e = D_p + 2 * h_1 = 26 + 2 * 2 = 30mm \quad (Ec. 11)$$

$$D_e = D_p + 2 * h_1 = 72 + 2 * 2 = 76mm$$

Diámetro interior:

$$D_i = D_p - 2 * h_2 = 26 - 2 * 2,5 = 21mm \quad (Ec. 12)$$

$$D_i = D_p - 2 * h_2 = 72 - 2 * 2,5 = 67mm$$

Cabe aclarar que la anchura de los engranajes (B) es un dato fundamental, por lo que se obtendrá de manera normalizada. Como se mencionó anteriormente con el modulo; para que dos engranajes puedan montarse es necesario que tengan igual: ángulo de presión, algunas formas geométricas que guarden una determinada relación y el paso. Gracias a la norma se obtienen ventajas en la mecanización y en

el uso de máquinas herramientas (fresas) estandarizadas, que reducen el costo de manufactura.

Los grupos de normalización más importantes son:

- Sistemas Americanos e inglés (AGMA, ANSI)
- Sistema Europeo (DIN, ISO)

Para este caso en específico, la anchura de los engranajes con respecto al módulo obtenido de acuerdo a la norma es:

$$B = m_n * 10 = 2 * 10 = 20 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 13})$$

Tabla 5: Dimensiones de los engranajes calculados, autores.

Parámetros en mm	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta		Quinta		Embrague	
	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>	Z <sub>1</sub>	Z <sub>2</sub>
<b>Dientes</b>	36	13	31	18	24	19	22	22	23	27	68	22
<b>m<sub>n</sub></b>	2		2		2,25		2,25		27		1,75	
<b>h<sub>1</sub></b>	2		2		2,25		2,25		2		1,75	
<b>h<sub>2</sub></b>	2,5		2,5		2,81		2,81		2,5		2,18	
<b>h</b>	4,5		4,5		5,06		5,06		4,5		3,93	
<b>P<sub>c</sub></b>	6,28		6,28		7,08		8		6,28		5,49	
<b>D<sub>p</sub></b>	72	26	62	36	54	42,75	49,5	49,5	46	54	119	38,5
<b>D<sub>e</sub></b>	76	30	66	40	58,5	47,25	54	54	50	58	122,5	42
<b>D<sub>i</sub></b>	67	21	57	31	48,38	37,13	43,88	43,88	41	49	114,6	34,12

### 8.2.2. Cálculo de fuerzas en los dientes:

Luego de obtener los resultados geométricos de los engranajes, es necesario analizar las cargas que actúan sobre dichos dientes cuando entran en contacto. En los posteriores títulos, se realizará el análisis de tensión y resistencia de los dientes sometidos a dichos esfuerzos, como obtener el valor numérico permisible para evitar la rotura debido a las cargas ejercidas o por los ciclos de uso, en pocas palabras la fatiga que sufre el elemento.

A causa del movimiento que deben transmitir los engranajes, los dientes que están en contacto en una pareja deben superar las cargas de transmisión que realizan el movimiento. La carga en la transmisión se produce de manera puntual sobre la parte externa del diente, con un ángulo de presión de 20° con respecto a la horizontal.

#### 8.2.2.1. Cargas en el engranaje conductor:



*primera velocidad* → 1300 rpm = 136,13 rad/seg  
*segunda velocidad* → 2090 rpm = 218,86 rad/seg  
*tercera velocidad* → 2850 rpm = 298,45 rad/seg  
*cuarta velocidad* → 3600 rpm = 376,99 rad/seg  
*quinta velocidad* → 4226 rpm = 442,54 rad/seg

Rangos de velocidades angulares a las que se debe mantener el motor para obtener la salida requerida en cada relación de cambio, es necesario convertir las velocidades angulares para efectos de simplicidad en el cálculo y concordando con las unidades en el S.I.

- **Fuerza tangencial de transmisión ( $F_t$ ):** Esta carga produce un esfuerzo por flexión. Se expresa a través de la Ec.14:

$$F_t = \frac{P}{w} = \frac{10000W}{136,13 \frac{rad}{seg} * \frac{72}{2}} = 2,04 KN \quad (Ec. 14)$$

- **Fuerza axial de transmisión ( $F_{ax}$ ):** Esta carga produce al igual un esfuerzo por flexión, pero de manera longitudinal. En este caso puntual se analizan engranajes rectos lo cual es despreciable la fuerza axial.

$$F_{ax} = 0$$

- **Fuerza total transmitida:** La carga total transmitida se calcula con la (Ec.16)

$$F_T = \frac{F_t}{\cos \theta} = \frac{2,04}{\cos(20^\circ)} = 2,17 KN \quad (Ec. 16)$$

- **Fuerza radial de transmisión ( $F_r$ ):** Esta carga produce un esfuerzo de compresión a través del radio del engranaje. Se expresa a través de la Ec.15:

$$F_r = F_t * \tan \theta = 2,04 * \tan(20^\circ) = 0,74 KN \quad (Ec. 15)$$

#### 8.2.2.2. Cargas en el engranaje conducido:

Antes de empezar con el estudio pertinente al engranaje conducido, es necesario calcular las revoluciones a la salida con la (Ec.17).

$$\frac{N_1}{N_2} = \frac{Z_2}{Z_1}$$

$$N_2 = \frac{N_1 * Z_1}{Z_2} = \frac{1300 \text{ rpm} * 36}{13} = 3600 \text{ rpm} \quad (\text{Ec. 17})$$

Las cargas que actúan sobre el engranaje conducido, se hallan de igual manera que en el engranaje conductor, ya que la carga aplicada es transmitida.

Tabla 6: Fuerzas tangencial y radial crítica en cada relación, autores.

	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta		Quinta		Embrague	
	R	P	R	P	R	P	R	P	R	P	R	P
N (rpm)	1300	3600	2090	3599,44	2850	3600	3600	3600	4226	3599,92	3600	11127,27
Fuerza tangencial (KN)	2,04		1,47		1,24		1,07		0,98		0,44	
Fuerza radial (KN)	0,74		0,53		0,45		0,38		0,35		0,16	
Carga Total (KN)	2.17		1.56		1.31		1.13		1.04		0,46	

R = Rueda (conductor)

P = Piñon (conducido)

Tabla 7: Fuerza tangencial real teniendo en cuenta la variación de la potencia por la variación de velocidad a través del sistema, autores.

	Primera relación	Segunda relación	Tercera relación	Cuarta relación	Quinta relación	Embrague
Ft,real (KN)	0,82	0,88	0,99	1,07	0,39	0,45
Potencia (W)	4000	6000	8000	10000	4000	10000
Revoluciones (rad/seg)	136,13	218,86	298,45	376,99	442,54	376,99
Dp (conductor)	72	62	54	49,5	46	119

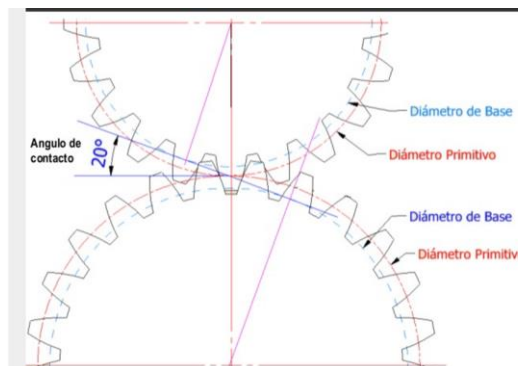


Figura 17: Representación Ángulo de contacto, engranajes<sup>9</sup>

### 8.2.3. Cálculo del esfuerzo por flexión en el diente:

Con el objetivo de obtener la confiabilidad que corresponde a una vida útil específica del grupo de engranajes a analizar, se debe evaluar los esfuerzos por flexión en los dientes de cada engranaje. Lo primero es elegir el material para la fabricación de dichos engranajes, normalmente se usan aceros. Para este caso en específico se

<sup>9</sup> Extraído de <https://es.slideshare.net/tysonLlanos/diseo-4-clase-engranajes-rectos1>



harán suposiciones para la selección del material, dicha selección es apoyada en la estandarización de aceros y sus aplicaciones. No es posible determinar el material de fabricación de la caja de transmisión debido a la política empresarial del fabricante al no compartir el tipo de material y factores de fabricación de la misma.

Los aceros para elementos de herramientas mecánicas y muchos tipos de reductores de velocidad y transmisiones de movimiento para trabajo entre medio y pesado, por lo regular, se fabrican de acero al medio carbono. Entre la amplia gama de aceros al carbono y aceros con aleación que se utilizan se pueden mencionar [33]

Los aceros utilizados para la fabricación de engranajes: AISI 1020, AISI 1040, AISI 1050, AISI 3140, AISI 4140, AISI 4150, AISI 4340, AISI 6150, AISI 8650<sup>10</sup>

Se selecciona el acero AISI 4140, y se procede a través de la teoría comprobar si el material es el adecuado para este tipo de engranajes.

Tabla 8: Descripción general acero AISI 4140<sup>11</sup>

TIPO	COLOR IDENTIFICAC.	PERFIL	NORMA INTERNACIONAL AISI - SAE
ACEROS ALEADOS PARA TEMPLE Y REVENIDO			<b>4140</b>

Acero aleado al cromo - molibdeno de buena penetración al temple y con buenas características de estabilidad en caliente hasta 400°C sin fragilidad de revenido, muy versátil apto para esfuerzos de fatiga y torsión, puede ser endurecido superficialmente por temple directo (a la llama o por inducción). Para ejes, engranajes, cigueñales, cilindros de motores, bielas, rotores, árboles de turbina a vapor, ejes traseros, ejes de reducción, espárragos, tuercas y tornillos de alta resistencia.

ACERO	DUREZA HB
AISI 4140	223

#### 8.2.4. Calculo de esfuerzo por flexión

En la norma AGMA, la fórmula para el esfuerzo por flexión en realidad es una modificación a la ecuación de Lewis. Dicha ecuación, es fundamental para el estudio de la caja de cambios, ya que utiliza factores de corrección que no son tomados en cuenta en otras expresiones derivadas de la misma. Para el cálculo del esfuerzo por flexión se utiliza la Ec.18 del apartado marco conceptual [36]

<sup>10</sup> Extraído de tesis de grado "Engranajes: Historia fabricación y fallas", Felipe Díaz del Castillo, Universidad Nacional Autónoma de México, página 29

<sup>11</sup> Extraída de tablas de acero ACEFER

$$\sigma = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{1}{F_{an} * m_n} * \frac{K_s * K_m}{J} \quad (Ec. 22)$$

Con la formula anteriormente expuesta, es necesario obtener un valor por debajo a la tensión admisible que es diferente a la fórmula de Lewis ( $\sigma_t < \sigma_{adm}$ ), de otro modo sería preciso tomar un módulo mayor hasta que se cumpla ( $\sigma_t < \sigma_{adm}$ ), siendo  $Z_1$  y  $Z_2$  un número entero).

Se calculan los diferentes factores que se encuentran en la Ec.18 para la comprobación a flexión del diente, para no extender innecesariamente los cálculos se tomaran los mismos valores del engranaje conductor como para el conducido teniendo en cuenta que el material de fabricación aplica para ambos.

- $W_t = F_t =$  Carga tangencial transmitida= 0,82 [KN]
- $K_v$ = factor dinámico, o también llamado factor de velocidad tiene en cuenta lo siguiente:
  - ✓ El producto del espacio entre los dientes y de los errores de su perfil.
  - ✓ La rigidez e inercia de cada elemento giratorio.
  - ✓ Vibración en los dientes durante el ajuste.
  - ✓ El producto de la velocidad en la línea de paso y la velocidad angular (rpm).
  - ✓ La rigidez del diente.
  - ✓ Rozamiento entre los dientes.
  - ✓ Deflexión, ya sea lineal o angular del árbol o eje.
  - ✓ Las partes en contacto sufren desgaste.
  - ✓ Las partes en contacto sufren deformación.
  - ✓ La carga transmitida por milímetro de ancho de cara.
  - ✓ Desalienación del árbol o eje.

Con la intención de evitar los efectos anteriormente expuestos, en la mejor medida posible, se utilizará los índices de control de calidad ( $Q_v$ ), que muestran el tipo de aplicación según el accionamiento de la máquina. Para el cálculo del factor dinámico se utiliza la Ec.21, Ec.20, Ec.19 y Ec.18.

$$K_v = \left( \frac{A}{A + (200V)^{1/2}} \right)^B \quad (Ec. 21)$$

Donde

$$A = 50 + 56 * (1 - B_o) \quad (Ec. 20)$$

$$B_o = \frac{(12 - Q_v)^{2/3}}{4} \quad (Ec. 19)$$

Tabla 9: Numero de calidad AGMA recomendados.<sup>12</sup>

Aplicación	Número de calidad	Aplicación	Número de calidad
Accionamiento de tambor			
mezclador de cemento	3-5	Taladro pequeño	7-9
Horno de cemento	5-6	Lavadora de ropa	8-10
Impulsores de laminadoras de acero	5-6	Prensa de impresión	9-11
Cosechadora de granos	5-7	Mecanismo de cómputo	10-11
Grúas	5-7	Transmisión automotriz	10-11
Prensas de punzonado	5-7	Accionamiento de antena de radar	10-12
Transportador de mina	5-7	Accionamiento de propulsión marina	10-12
Máquina para fabricar cajas de papel	6-8	Accionamiento de motor de avión	10-13
Mecanismo de medidores de gas	7-9	Giroscopio	12-14

Según la anterior tabla, se procede a elegir la aplicación de transmisión automotriz, por tanto,  $Q_v=11$ . El punto donde se aplica la carga crítica, los concentradores de esfuerzo, la forma geométrica del diente y la fuerza en contacto por pares de dientes son factores a tener en cuenta a través de un factor geométrico. Con la norma AGMA se puede comprobar si los dientes comparten la fuerza o no. Para esto se debe hacer uso de la siguiente tabla:

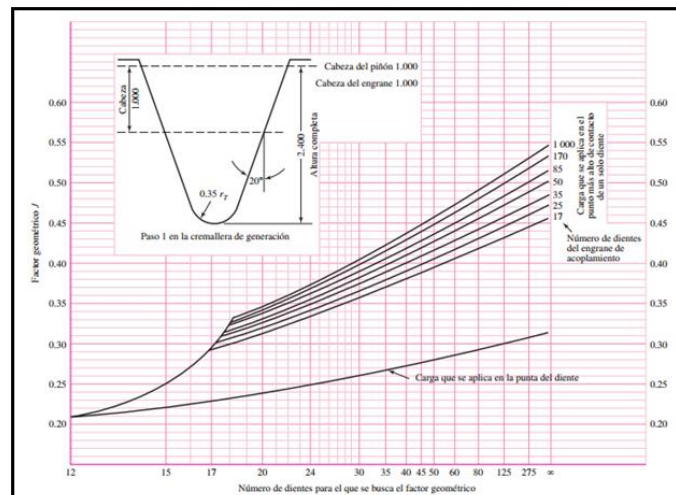


Figura 18: Factor geométrico (J) AGMA<sup>13</sup>

Por consiguiente, el factor dinámico será el siguiente:

$$V = \frac{N * 2\pi}{60} * \frac{D_p}{2} = \frac{1300 * 2\pi}{60} * \frac{72}{2} = 4900,88 \frac{mm}{seg} \quad (Ec. 18)$$

<sup>12</sup> Extraída de Diseño de elementos de máquinas, Robert Mott, cuarta edición, página 378

<sup>13</sup> Extraído de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 733

$$B_o = \frac{(12 - 11)^{2/3}}{4} = 0,25 \quad (\text{Ec. 19})$$

$$A = 50 + 56 * (1 - 0,25) = 92 \quad (\text{Ec. 20})$$

$$K_v = \left( \frac{92}{92 + (200 * 4,90088)^{1/2}} \right)^{0,25} = 0,93 \quad (\text{Ec. 21})$$

**$K_a$ :** El factor de aplicación hace énfasis en las variaciones de la fuerza, vibraciones, impacto, etc. Se tienen tres tipos de fuentes de alimentación de potencia:

- ✓ Uniforme: motor eléctrico o turbina de velocidad constante.
- ✓ Impacto ligero: turbina de agua con accionamiento variable.
- ✓ Impacto moderado: motor de cilindros múltiples.

*Tabla 10: Aplicación de factores  $K_a$ <sup>14</sup>.*

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Con la anterior tabla en función de la fuente de potencia y la máquina impulsada, se obtiene un valor para  $K_a$  de:

$$K_a = 1,5$$

$$F_{an} = B = 20mm$$

$$m_n = 2$$

**$K_s$ :** El factor de tamaño refleja la no uniformidad de las propiedades del material de los engranajes. No existe un procedimiento estándar de cálculo, por lo que habitualmente, el factor de tamaño se deberá tomar como unitario dependiendo del tipo de material seleccionado según el tamaño y el tratamiento térmico al que sea sometido el engranaje.

$$K_s = 1$$

<sup>14</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 577

$K_m$ : El factor de distribución de fuerza consta de los efectos reunidos de la desalineación entre los ejes, deformación elástica de los ejes, apoyos, desviaciones de la fuerza, etc. Las normal AGMA dan valores exactos  $K_m$  cuando se desconoce la desalineación.

Tabla 11: Aplicación de factores  $K_m$ .<sup>15</sup>

Ancho de cara in (mm)	$K_m$
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
$\geq 20$ (500)	2.0

$F_{an} = B = 20mm$

Mediante la tabla, se obtiene el valor de  $K_m$  de:

$$K_m = 1,6$$

$J$ : El factor de forma para cada engranaje conductor y para cada engranaje conducido, se tiene de la siguiente tabla. Para la primera relación los engranajes tienen un valor de:

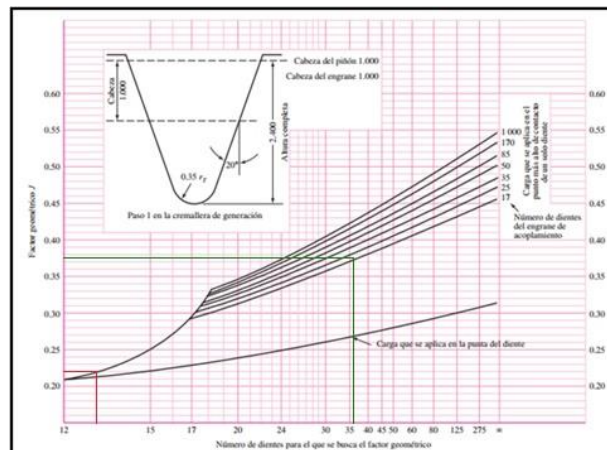


Figura 19: Factor de forma AGMA (graficando este caso)<sup>16</sup>

Engranaje conductor  $J = 0,375$

Engranaje conducido  $J = 0,22$

<sup>15</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 577

<sup>16</sup> Extraído de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 733

Con cada uno de los factores hallados en la tabla Factor de forma AGMA, se procede a calcular la tensión de trabajo mediante la Ec.22:

$$\sigma = \frac{W_t * K_a}{K_v} * \frac{1}{F_{an} * m_n} * \frac{K_s * K_m}{J} \quad (Ec. 22)$$

*Engranaje conductor:*

$$\sigma = \frac{0,82 * 1,5}{0,93} * \frac{1}{20 * 2} * \frac{1 * 1,6}{0,375} = 0,140 \frac{KN}{mm^2} = 140,38 MPa$$

*Engranaje conducido:*

$$\sigma = \frac{0,82 * 1,5}{0,93} * \frac{1}{20 * 2} * \frac{1 * 1,6}{0,22} = 0,239 \frac{KN}{mm^2} = 239,29 MPa$$

Luego de realizar el cálculo real de tensión de trabajo de primera relación de velocidad, se hará las mismas operaciones para las otras relaciones y teniendo así los siguientes resultados:

*Tabla 12: Esfuerzo por flexión, autores.*

	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta		Quinta		Embrague	
	Conductor	Conducido	Conductor	Conducido	Conductor	Conducido	Conductor	Conducido	Conductor	Conducido	Conductor	Conducido
<b>W<sub>T</sub> (KN)</b>	0,82		0,88		0,99		1,07		0,39		0,45	
<b>K<sub>a</sub></b>	1,50											
<b>K<sub>s</sub></b>	1											
<b>K<sub>m</sub></b>	1,60											
<b>V (mm/s)</b>	4,90		6,79		8,06		9,33		10,18		22,43	
<b>K<sub>v</sub></b>	0,93		0,92		0,91		0,91		0,91		0,87	
<b>F<sub>an</sub> (mm)</b>	20,00		20,00		22,50		22,50		20,00		17,50	
<b>m<sub>n</sub></b>	2,00		2,00		2,25		2,25		2,00		1,75	
<b>J</b>	0,38	0,22	0,36	0,31	0,33	0,31	0,33	0,33	0,33	0,35	0,41	0,33
<b>σ(Mpa)</b>	140,48	239,45	160,28	186,13	156,01	186,84	172,01	193,51	78,75	74,25	97,52	107,65

### 8.2.5. Cálculo de tensión permisible según norma AGMA:

Para el cálculo de la tensión permisible de diseño se usa la Ec.23 de la norma AGMA:

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t * K_l}{K_t * K_R} \quad (Ec. 23)$$

Se procede a calcular los factores de diseño de la ecuación AGMA comprobación y resistencia de engranajes

Dónde:



**$S_t$ : Resistencia de fatiga por flexión:** Se selecciona el valor  $S_t$  respecto al tipo de material en este caso particular se selecciona el ACERO **AISI 4140** con tratamiento térmico de nitruración.

Tabla 13: Resistencia a la flexión AGMA  $S_t^{17}$ .

Material	Clase AGMA	Designación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia a la fatiga por tensión	
					psi x $10^3$	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	$\leq 180$ HB	25-33	170-230
			Endurecido totalmente	240 HB	31-41	210-280
			Endurecido totalmente	300 HB	36-47	250-325
			Endurecido totalmente	360 HB	40-52	280-360
			Endurecido totalmente	400 HB	42-56	290-390
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo A 50-54 HRC	45-55	310-380
			Endurecido por llama o por inducción	Patrón tipo B	22	150
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	55-75	380-520
			Nitruado	84.6 HR15N <sup>†</sup>	34-45	230-310
		AISI 4140				

$$S_t = 230 \text{ MPa}$$

**Acero s Nitrurado**

**$K_L$ : Factor de vida:** este factor arregla la tensión permisible para el número de ciclos asegurado, en las siguientes figuras se presentan los valores determinados por la norma AGMA para este coeficiente:

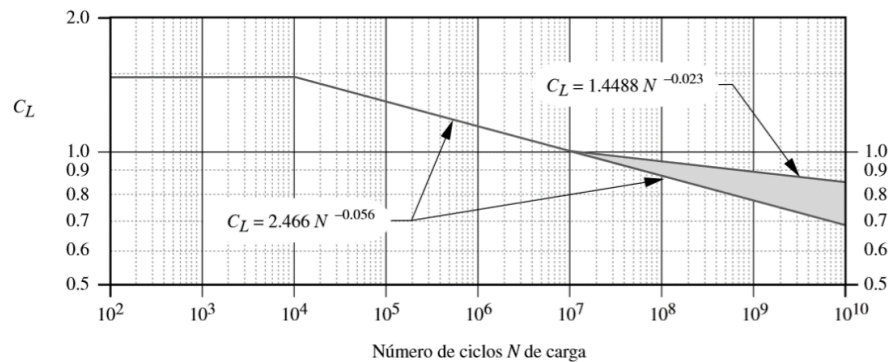


Figura 20: Factor de vida a la resistencia por picadura, norma AGMA<sup>18</sup>

<sup>17</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 588

<sup>18</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 589

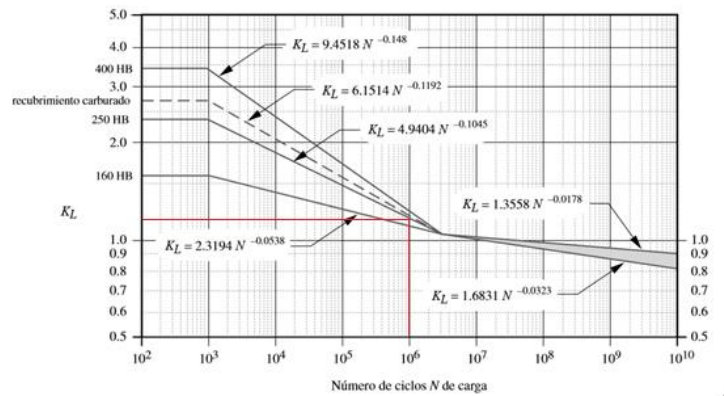


Figura 21: Factor de vida a la resistencia a la flexión, norma AGMA<sup>19</sup>

El acero utilizado es *AISI 4140*, este posee una dureza media de 223 Bhn se estipula el número de ciclos en la caja de cambios de  $N > 10^6$  ciclos, por tanto:

$$K_L = 1.2$$

**$K_T$ : Factor de temperatura:** La temperatura del lubricante es una medida razonable de la temperatura del engrane. Para materiales de acero con temperaturas de trabajo de hasta de 250 °F,  $K_T = 1$ .

$$K_T = 1 \quad \text{para} \quad T_F \leq 250$$

$$K_T = \frac{460 + T_F}{620} \quad \text{para} \quad T_F \geq 250$$

**$K_R$ : El factor de confiabilidad:** Este factor se introduce en la formula a razón de asegurar un grado elevado de fiabilidad en el funcionamiento teniendo en cuenta la probabilidad de fallo según un lote de fabricación de engranajes. En pocas palabras tomar este factor en la ecuación para prever un riesgo:

Tabla 14: Factor  $K_R$ , AGMA.<sup>20</sup>

% de confiabilidad	$K_R$
90	0.85
99	1.00
99.9	1.25
99.99	1.50

<sup>19</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 587

<sup>20</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 587

Para este caso, se dará por aceptable un 1% de fallos ( $R=0,99$ ) por tanto:

$$K_R = 1$$

Una vez calculados los coeficientes se procede a calcular la tensión permisible según la norma AGMA (Ec.23):

$$\sigma_{adm} = \frac{S_t * K_l}{K_t * K_R} \quad (\text{Ec. 23})$$

$$\sigma_{adm} = \frac{230 * 1.2}{1 * 1} = 276 \text{ MPa}$$

Obteniendo  $\sigma_{adm}$  a partir de la resistencia a la flexión  $S_t$ , se compara esta tensión con el esfuerzo a flexión, de esta manera se puede decir que:

$$\sigma < \sigma_{adm}$$

Para este caso, en el conductor:

$$140,47 \text{ MPa} < 276 \text{ MPa}$$

Y para el conducido

$$239,45 \text{ MPa} < 276 \text{ MPa}$$

Como se puede evidenciar la tensión de trabajo está por debajo de la tensión permisible, los resultados numéricos comprueban que el análisis realizado es aceptable. También es necesario calcular el factor de seguridad en la primera velocidad de transmisión, este factor se calcula de la siguiente manera (Ec.24):

$$n = \frac{\sigma_{adm}}{\sigma_t} \quad (\text{Ec. 24})$$

En el engranaje conductor será:

$$n = \frac{276}{140,47} = 1,96$$

Y en el conducido:

$$n = \frac{276}{239,45} = 1,15$$

La tensión permisible calculada según parámetros de la norma AGMA será la misma para las cinco relaciones de velocidad, ya que todos los coeficientes usados hablan de la compatibilidad y uso del mismo material. Todos los engranajes cumplen a tensión admisible de la norma.

### 8.2.6. Cálculo de tensión de contacto de trabajo según la norma AGMA:

Un procedimiento alternativo para calcular la seguridad de los engranajes sometidos a fatiga es el procedimiento descrito según la norma AGMA. Cabe aclarar que Los factores  $C_a$ ,  $C_m$  y  $C_v$  son iguales, respectivamente  $K_a$ ,  $K_m$  y  $K_v$ .

Ecuación de desgaste para engranajes:

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * C_a}{C_v} * \frac{C_s}{B * D_p} * \frac{C_m * C_f}{I}} \quad (Ec. 25)$$

Nombrados los coeficientes se procede al cálculo para dar valor a la tensión de contacto de trabajo en la ecuación de desgaste:

**$C_p$ : Coeficiente elástico:** Esta evaluado por las propiedades elásticas de los materiales. Se puede determinar en la siguiente tabla:

Tabla 15: Coeficiente elástico.<sup>21</sup>

Material del pinón	$E_p$ psi (MPa)	Material del engrane					
		Acero	Hierro maleable	Hierro nodular	Hierro fundido	Bronce al aluminio	Bronce al estaño
Acero	30E6 (2E5)	2 300 (191)	2 180 (181)	2 160 (179)	2 100 (174)	1 950 (162)	1 900 (158)
Hierro maleable	25E6 (1.7E5)	2 180 (181)	2 090 (174)	2 070 (172)	2 020 (168)	1 900 (158)	1 850 (154)
Hierro nodular	24E6 (1.7E5)	2 160 (179)	2 070 (172)	2 050 (170)	2 000 (166)	1 880 (156)	1 830 (152)
Hierro fundido	22E6 (1.5E5)	2 100 (174)	2 020 (168)	2 000 (166)	1 960 (163)	1 850 (154)	1 800 (149)
Bronce al aluminio	17.5E6 (1.2E5)	1 950 (162)	1 900 (158)	1 880 (156)	1 850 (154)	1 750 (145)	1 700 (141)
Bronce al estaño	16E6 (1.1E5)	1 900 (158)	1 850 (154)	1 830 (152)	1 800 (149)	1 700 (141)	1 650 (137)

<sup>21</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 582

Tratándose del mismo material (acero) entre engranajes se tiene un valor  $C_p$ :

$$C_p = 191 \text{ MPa}$$

**$C_a$ : Coeficiente de aplicación:** Este tiene en cuenta las variaciones de la fuerza, impacto, vibraciones, entre otros. Se tienen en cuenta tres tipos de fuentes de alimentación de potencia:

- ✓ Uniforme: motor eléctrico o turbina de velocidad constante.
- ✓ Impacto ligero: turbina de agua con accionamiento variable.
- ✓ Impacto moderado: motor de cilindros múltiples.

A continuación, la tabla muestra algunos indicadores para varias condiciones de irregularidad y está definida por:

- ✓ Uniforme: generador de operación continua.
- ✓ Impacto ligero: ventiladores y bombas centrífugas de baja velocidad, agitadores de líquidos, etc.
- ✓ Impacto moderado: bombas centrífugas de alta velocidad, bombas alternativas, máquinas-herramientas, etc.
- ✓ Impacto pesado: trituradoras de piedras, accionamiento de prensas y troqueladoras, cribas vibratorias, etc.

Tabla 16: Aplicación de factores  $K_a=C_a$ .<sup>22</sup>

Máquina impulsora	Máquina impulsada		
	Uniforme	Impacto moderado	Impacto fuerte
Uniforme (motor eléctrico, turbina)	1.00	1.25	1.75 o mayor
Impacto suave (motor de varios cilindros)	1.25	1.50	2.00 o mayor
Impacto medio (motor de un solo cilindro)	1.50	1.75	2.25 o mayor

Debido a la fuente de potencia y maquina impulsada se obtiene el valor de  $C_a$ :

$$C_a = 1.50$$

**$C_s$ : Coeficiente de tamaño:** Este tiene en cuenta el tamaño del engranaje, tamaño de los dientes, dureza en la superficie, área de contacto y efecto del tratamiento térmico. Si el proceso de diseño de engranajes fue correcto, tomando en cuenta el material y tratamiento térmico adecuado, se puede tomar un factor de  $C_s = 1$ . Los ensayos de fatiga ya realizados por estudios y fabricantes, indican que la tensión

<sup>22</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 577

admisible para la vida a fatiga crece de acuerdo a las dimensiones del engranaje, por esta razón es conveniente tomar el coeficiente  $C_s$  :

$$C_s = 1,25$$

**$C_m$ : Factor de distribución de fuerza:** Este tiene en cuenta la distribución de la fuerza, esta no es uniforme a lo ancho del diente. La norma AGMA muestra las siguientes causas por las que cambia el factor  $C_m$ :

- ✓ Fallos de tallado.
- ✓ Fallos en el montaje.
- ✓ Tolerancias en los apoyos.
- ✓ Deformación debida al contacto según las leyes de Hertz.
- ✓ Deformaciones debidas a las temperaturas durante el funcionamiento.
- ✓ Rigidez en los dientes.

La mayor parte de estos valores y resultados solo pueden medirse o calcularse mediante ensayos experimentales. La siguiente tabla muestra los valores que la norma AGMA aconseja para tomar valores de  $C_m$

Tabla 17: Aplicación de factores  $K_m$  (cm)<sup>23</sup>.

Ancho de cara in (mm)	$K_m$
<2 (50)	1.6
6 (150)	1.7
9 (250)	1.8
≥20 (500)	2.0

Con esta tabla, se obtiene el valor de:

$$C_m = 1,6$$

**$C_f$ : Coeficiente de condición de superficie:** Se usa para considerar acabados en la superficie inusualmente ásperos en los dientes del engranaje. La norma AGMA aún no ha establecido estándares para los coeficientes de acabado en la superficie, pero si recomienda que  $C_f$  sea igual a 1 para engranajes fabricados con procedimientos convencionales. Su valor puede aumentar para tomar en cuenta acabados superficiales ásperos, o bien sea para la aparición de esfuerzos residuales nocivos. Cuando el acabado no es tan minucioso, existe la posibilidad de aparición de tensiones residuales, un valor de 1,25 es aceptable. Cuando hay la

<sup>23</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 577

probabilidad de que se presenten ambos efectos a la vez, se puede considerar un valor para el coeficiente  $C_f$  de 1,5.

$$C_f = 1,5$$

Se opta por tomar el  $C_f = 1,5$  para mitigar la posibilidad de aparición ambos efectos.

**$C_v$ : El coeficiente dinámico:** Es el mismo calculado anteriormente (Ec.21)

$$C_v = K_v.$$

$$C_v = 0,93$$

**$I$ : El factor geométrico de resistencia en la superficie:** Comenzando desde los valores instantáneos de los radios de curvatura en los perfiles del engranaje conductor y conducido respectivamente, en el punto de contacto se obtiene.

*Conductor:*

$$r_1 = \frac{D_p * \text{sen}\phi}{2}$$

*Conducido:*

$$r_2 = \frac{D_g * \text{sen}\phi}{2}$$

Dónde:

$$\phi = \text{angulo de presion} = 20^\circ$$

$D_p$ ;  $D_g$ : *diametro de paso; diametro primitivo del conductor y conducido respectivamente*

Ahora se suman los inversos de estos valores:

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{2}{\text{sen}\phi_t} * \left( \frac{1}{d_p} + \frac{1}{d_g} \right)$$

Dónde:

$$\phi - \phi_t = \text{angulo de presion transvesal}$$

Se describe así la relación de transmisión como:

$$m_G = \frac{N_G}{N_P} = \frac{D_G}{D_P}$$

$$m_G = \frac{26}{72} = 0,3611$$

$$\frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} = \frac{1}{d_p} * \frac{1}{\sin \phi_t} * \frac{m_G + 1}{m_G}$$

Se reemplaza esta adición en la formula

$$\sigma_c = -C_p * \sqrt{\frac{W_t}{C_v * F_{an} * \cos \phi} * \left( \frac{1}{r_1} + \frac{1}{r_2} \right)}$$

$$\sigma_c = -\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t}{d_p * F_{an} * \frac{1}{\frac{\cos \phi_t * \sin \phi_t}{2} * \frac{m_G}{m_G + 1}}}}$$

El factor geométrico  $I$ , tanto para engranajes internos como externos, se obtienen de la formula anterior, agregando la relación de repartición de fuerza en los dientes  $m_N$ , que en el caso de los engranajes rectos de la caja de transmisión se da:

$$m_N = 1$$

Por tanto [26]:

$$I = \frac{\cos \phi_t * \sin \phi_t}{2 * m_N} * \frac{m_G}{m_G + 1}$$

$$I = \frac{\cos(20) * \sin(20)}{2 * 1} * \frac{0,3611}{0,3611 + 1} = 0,042$$

Una vez calculados todos los factores se obtiene la tensión de contacto de trabajo (Ec.25):

$$\sigma_c = C_p * \sqrt{\frac{W_t * C_a}{C_v} * \frac{C_s}{B * D_P} * \frac{C_m * C_f}{I}} \quad (Ec. 25)$$



$$\sigma_c = 191 * \sqrt{\frac{0,81 * 1,50}{0,93} * \frac{1,25}{20 * 72} * \frac{1,6 * 1,5}{0,042}} = 48,47 \text{ MPa}$$

Tabla 18: Tensión de contacto de trabajo AGMA, autores.

	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta	Embrague
<b>C<sub>P</sub> (MPa)</b>	191,00					
<b>W<sub>T</sub> (KN)</b>	0,82	0,88	0,99	1,07	0,39	0,45
<b>C<sub>a</sub></b>	1,50					
<b>C<sub>s</sub></b>	1,25					
<b>C<sub>m</sub></b>	1,60					
<b>C<sub>f</sub></b>	1,50					
<b>C<sub>v</sub></b>	0,93	0,92	0,91	0,91	0,91	0,87
<b>F<sub>an</sub> (mm)</b>	20,00	20,00	22,50	22,50	20,00	17,50
<b>D<sub>P</sub> (mm)</b>	72,00	62,00	54,00	49,50	46,00	119,00
<b>I</b>	0,04	0,06	0,07	0,08	0,09	0,04
<b>σ<sub>c</sub> (MPa)</b>	48,47	46,45	45,47	46,52	29,85	32,01

### 8.2.7. Cálculo de tensión de contacto permisible según la norma AGMA:

Describe la tensión de contacto permisible ( $\sigma_{c,adm}$ ), como una función en relación al factor, como lo es el material del que se componen los engranajes, la cantidad de ciclos de aplicación, el tratamiento térmico, la temperatura de operación, el tamaño de los engranajes utilizado y la aparición de tensiones residuales.

Según la normal AGMA; la tensión calculada  $\sigma_c$  debe estar por debajo o igual que la tensión permisible modificada por varios factores o coeficientes de corrección. La fórmula de la tensión permisible tiene la siguiente formula (Ec.26):

$$\sigma_c = \sigma_{c,adm} = \frac{S_C * C_L * C_H}{C_T * C_R} \text{ (Ec. 26)}$$

Como siguiente paso se describirá cada uno de los términos mencionados en la fórmula:

**S<sub>C</sub>: Resistencia a la fatiga superficial:** Esta resistencia se puede obtener con el material usado en la fabricación de los engranajes, el cual es un acero *AISI 4140* con una dureza mínima superficial de *84,6 HR15N* (Dureza superficial Rockwell 15kgf)

Tabla 19: Resistencia a la fatiga superficial ( $S_C$ ).<sup>24</sup>

Material	Clase AGMA	Denominación del material	Tratamiento térmico	Dureza superficial mínima	Resistencia superficial a la fatiga	
					psi x 10 <sup>3</sup>	MPa
Acero	A1-A5		Endurecido totalmente	≤ 180 HB	85-95	590-660
			Endurecido totalmente	240 HB	105-115	720-790
			Endurecido totalmente	300 HB	120-135	830-930
			Endurecido totalmente	360 HB	145-160	1000-1100
			Endurecido totalmente	400 HB	155-170	1100-1200
			Endurecido por llama o por inducción	50 HRC	170-190	1200-1300
			Endurecido por llama o por inducción	54 HRC	175-195	1200-1300
			Carburado y recubrimiento endurecido	55-64 HRC	180-225	1250-1300
	AISI 4140	Nitrurado		84.6 HR15N <sup>†</sup>	155-180	1100-1250

$$S_C = 1100 \text{ MPa}$$

**$C_L$ : Factor de vida o de duración:** Tiene en cuenta la vida útil que se estima del engranaje. A continuación, se muestra la tabla que permite obtener valores de factor de vida según el número de ciclos.

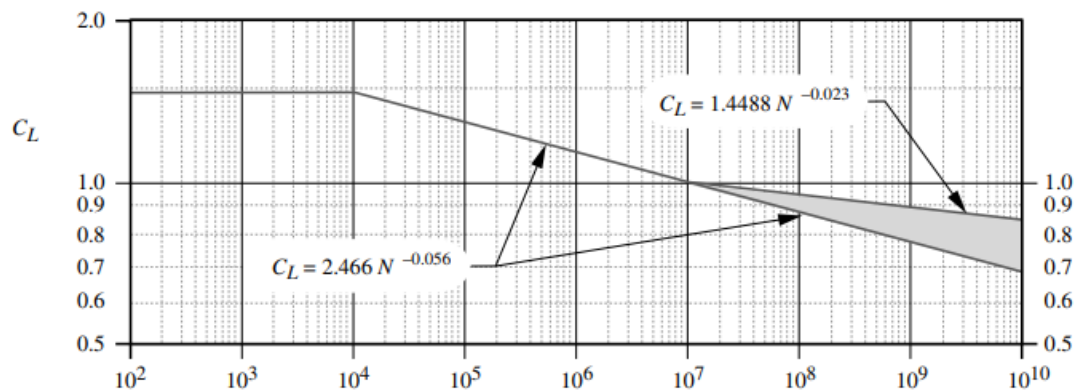


Figura 22: Factor de vida o de duración ( $CL$ )<sup>25</sup>

Por tanto el valor de  $C_L$  será:

$$C_L = 2,466 * (1 * 10^6)^{-0,056} = 1,14$$

**$C_H$ : Relación de dureza:** Esta se encuentra en función de la dureza que presentan los engranajes en contacto, al igual que la relación de transmisión. Dicho coeficiente se aplica solamente a los engranajes conducidos. Su objetivo es ajustar las resistencias superficiales

Las fórmulas para obtener el coeficiente de dureza son:

<sup>24</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 590

<sup>25</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 589

$$C_H = 1 + A * (m_G - 1)$$

$$A_H = 8,98 * 10^{-3} * \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 * 10^{-3}$$

En donde:

$$H_{BP}; H_{BG} = \text{grados de dureza BRINELL de ambos engranajes}$$

$$m_G = \text{relacion de velocidad}$$

La fórmula para calcular  $C_H$ , solo es aceptable si:

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$$

En este caso específico, la relación de los grados de dureza los engranajes en todas las velocidades son:

$$\frac{H_{BP}}{H_{BG}} = 1$$

Se obtiene un valor 1 ya que los engranajes son del mismo material

Se procede a calcular  $A_H$ :

$$A_H = 8,98 * 10^{-3} * \left( \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right) - 8,29 * 10^{-3}$$

$$A_H = 8,98 * 10^{-3} * 1 - 8,29 * 10^{-3} = 6,9 * 10^{-4}$$

$m_G$ : El cual se calculó anteriormente es igual a:

$$m_G = 0,3611$$

En el primer cambio de velocidad o relación de velocidad. El coeficiente de relación de dureza es:

$$C_H = 1 + 6,9 * 10^{-4} * (0,3611 - 1) = 0,999$$

Este valor no cambia o por lo menos no de manera notable en las relaciones de velocidad restantes.

**$C_T$ : Factor de temperatura:** La tensión de un acero varía con la temperatura, es necesario utilizar un factor de corrección  $C_T$ . Comúnmente se usa  $C_T = 1$  para temperaturas allegadas a los 100°C y en caso de desconocimiento de otros datos. Por tanto  $K_T = C_T$

$$C_T = 1$$

**$C_R$ : Coeficiente de seguridad o fiabilidad:** Será usado en el estudio de la caja de transmisión para calcular una alta fiabilidad en el funcionamiento. La siguiente tabla muestra algunos valores de  $C_R$  enunciados por la norma AGMA [26].

Tabla 20: Coeficiente de seguridad o de fiabilidad  $C_R$ , autores.

Confiabilidad	$C_R$
0.90 una falla en 10	0.85
0.99 una falla en 100	1.00
0.999 una falla en 1000	1.25
0.9999 una falla en 10000	1.50

Como se mencionó anteriormente, en este estudio se asegura por mucho un error porcentual de falla del 1%, este coeficiente será igual a uno.

$$C_R = 1$$

Una vez desarrollados los factores nombrados, se realiza el cálculo de la tensión de contacto permisible de la (Ec.26):

$$\sigma_{c,adm} = \frac{1100 * 1,14 * 1}{1 * 1} = 1254 \text{ MPa}$$

De acuerdo con los valores de esfuerzo obtenidos se tiene que 48,46 MPa < 1254 MPa. El diseño por desgaste de los engranajes es correcto y dentro del parámetro requerido.

La tensión de contacto permisible, es igual para todas las relaciones de velocidad y para cada uno de los casos por lo que el diseño a desgaste de las relaciones entre engranajes conductor-conducido es correcto.

Con los anteriores resultados expuestos, se procede a calcular el factor de seguridad en el primer cambio de velocidad, este factor se calcula mediante la (Ec.27):

$$n = \frac{\sigma_{c,adm}}{\sigma_c} \quad (Ec. 27)$$

Por tanto:

$$n = \frac{1254}{48.46} = 25.8$$

La tensión de contacto permisible por la norma AGMA es igual en los cinco cambios de velocidad, ya que todos los factores usados aplican al mismo material. Por tanto, se puede decir que todos los cambios de velocidad en la caja de transmisión cumplen con la verificación de la tensión de contacto permisible según lo estipula la norma AGMA.

### 8.3. Diseño de los ejes de la caja de cambios:

Realizada la comprobación a tensión de los dientes en las ruedas dentadas, se procede a evaluar los ejes. Con esto comprobar si soportan las cargas que están actuando sobre él.

#### 8.3.1. Fuerzas producidas en los ejes:

Las cargas que actúan sobre los ejes son las mismas que actúan en los engranajes cuando estos se acoplan en cada una de las relaciones. En esta situación solo es necesario tener en cuenta las fuerzas radiales y tangenciales, ya que estas son las únicas fuerzas que actúan sobre los dientes del engranaje. Estas cargas serán las mismas en la relación de transmisión tanto para el engranaje conductor como conducido. Las cargas que actúan en cada uno de los ejes se representan en la siguiente figura:

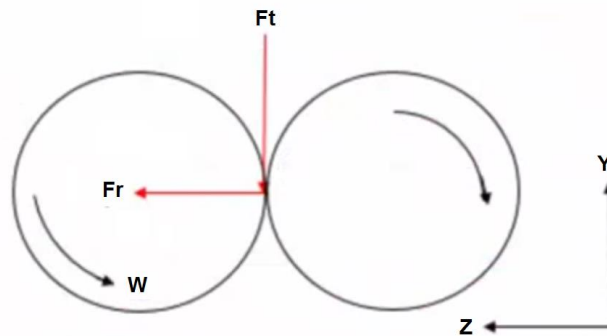


Figura 23: Representación de la fuerza tangencial (\$F\_t\$) y fuerza radial (\$F\_r\$) en los ejes respecto al plano YZ, autores

Para efectos de cálculo se tomará la fuerza tangencial y radial de la situación crítica para posteriormente analizar el comportamiento de los ejes a estas fuerzas.

Tabla 21: Fuerzas que actúan en los ejes, autores.

	Fuerza en Z (KN)	Fuerza en Y (KN)	Componente
A			Rodamiento
B	0.74	-2.04	Primera
C	0.45	-1.24	Tercera
D	0.38	-1.07	Cuarta
E	0.35	-0.98	Quinta
F	0.53	-1.47	Segunda
G			Rodamiento

### 8.3.2. Tipo de cargas

Existen tres diferentes esfuerzos variables con el tiempo, que se determinan de acuerdo a las condiciones de carga del sistema. En este caso en específico el tipo de carga es “repetido” ya que el motor de acción del sistema sube la potencia a un valor determinado y vuelve a cero, es necesario apagar el sistema motriz para poder suministrar las diferentes relaciones de transmisión a la salida.

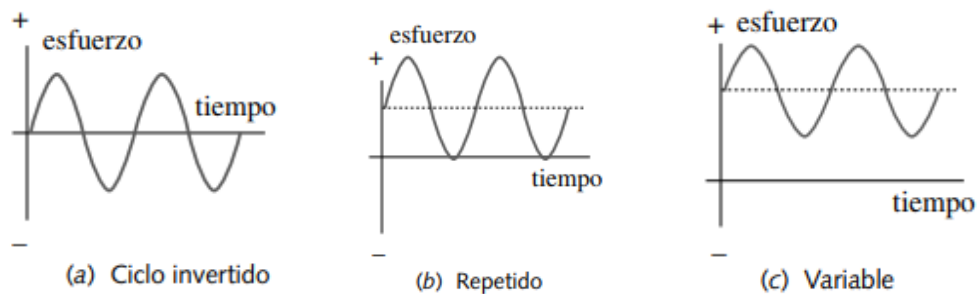


Figura 24: Esfuerzos variables con el tiempo<sup>26</sup>

Para el torque

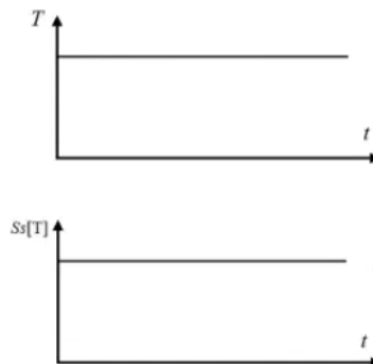


Figura 25: Análisis grafico para el torque, autores

<sup>26</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 577

Se tiene que el esfuerzo cortante alternante es igual a 0, pero el esfuerzo medio es diferente de 0, ya que cada uno de los ejes está sometidos en un caso particular donde la relación de transmisión presenta una potencia y velocidad angular constante.

### 8.3.3. Momentos producidos en los ejes:

De acuerdo a las fuerzas que actúan en los ejes por cada cambio de velocidad, se procede a calcular los momentos creados sobre el mismo.

Las cargas que se efectúan en el eje, producen momentos torsores como flectores. El momento torsor producido por la fuerza tangencial será relativamente igual respecto a las demás relaciones de velocidad en el eje secundario, en comparación al eje primario. El momento flector, se descompone de dos momentos, de acuerdo al plano de acción en el actúan las fuerzas tangenciales y radiales.

Antes de calcular los momentos, como primer paso se debe graficar la ubicación de las fuerzas sobre el eje longitudinal de la pieza, con esto poder observar el tipo de momento que se producirá. Cabe aclarar que en este caso específico existe una sexta relación en el eje secundario debido al uso de la caja de transmisión de forma inversa, la corona del embrague posee un engranaje el cual se conecta al eje tres que funciona como reemplazo del cigüeñal original de la motocicleta. Los ejes que hacen parte del sistema externo a la caja de transmisión serán nombrados en posteriores títulos.

Tabla 22: Fuerzas producidas en los ejes, autores.

KN	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta	Embrague
Fuerza tangencial	2,04	1,47	1,24	1,07	0,98	0,44
Fuerza radial	0,74	0,53	0,45	0,38	0,35	0,16
Carga Total	2.17	1.56	1.31	1.13	1.04	0,46



Figura 26: Diagrama de representación de las fuerzas radiales sobre los ejes, autores

Cabe aclarar que las fuerzas plasmadas en el diagrama no actúan de manera simultánea, solo es una representación respecto a sus distancias sobre el eje.

- **Momento torsor**

Es función de la fuerza tangencial y el radio del engranaje, se calcula mediante la (Ec.28)

$$M_T = F_t * r_{rp} = 2,04 * 36 = 73,44 \text{ KNmm} = 73440 \text{ Nmm} \quad (\text{Ec. 28})$$

Tabla 23: Momentos torsores en cada relación de velocidad en el eje primario, autores.

Nmm	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
Momento torsor	73450	45570	33480	26482,5	22540

$$M_T = F_t * r_{rp} = 2,04 * 13 = 26,52 \text{ KNmm} = 26520 \text{ Nmm}$$

Tabla 24: Momentos torsores en cada relación de velocidad en el eje secundario, autores.

Nmm	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta	Embrague
Momento torsor	26520	26460	26505	26482,5	26460	26180

La fuerza radial se situará en el centro del engranaje conductor a primera velocidad sobre el plano XZ:

**Plano XZ radial; eje principal**

$$\sum F_z = 0$$

$$R_A - 0,74 \text{ KN} + R_G = 0$$

$$\sum M_z = 0$$

$$-0,74 * 91,25 + R_G * 101,25 = 0$$

$$R_G = \frac{0,74 \text{ KN} * 91,25 \text{ mm}}{101,25 \text{ mm}} = 0,67 \text{ KN}$$

$$R_A = 0,74 \text{ KN} - 0,66 \text{ KN} = 0,073 \text{ KN}$$

Momento



$$0 < X < 91.25$$

$$M = 0,073KN * x$$

$$x = 91,25mm \quad M = 0,073KN * 91,25mm$$

$$M = 6,67KNmm$$

Una vez calculadas las reacciones en los apoyos, se realizan los diagramas de momento flector y cortante en dicho plano:

$$91,25 < X < 101.25$$

$$M = 0,08KN * x$$

$$M = 0,08KN * X - 0,74 * (X - 91,25mm)$$

$$X = 91,25 \rightarrow M = 6,67 KN$$

$$X = 101,25 \rightarrow M = 0$$

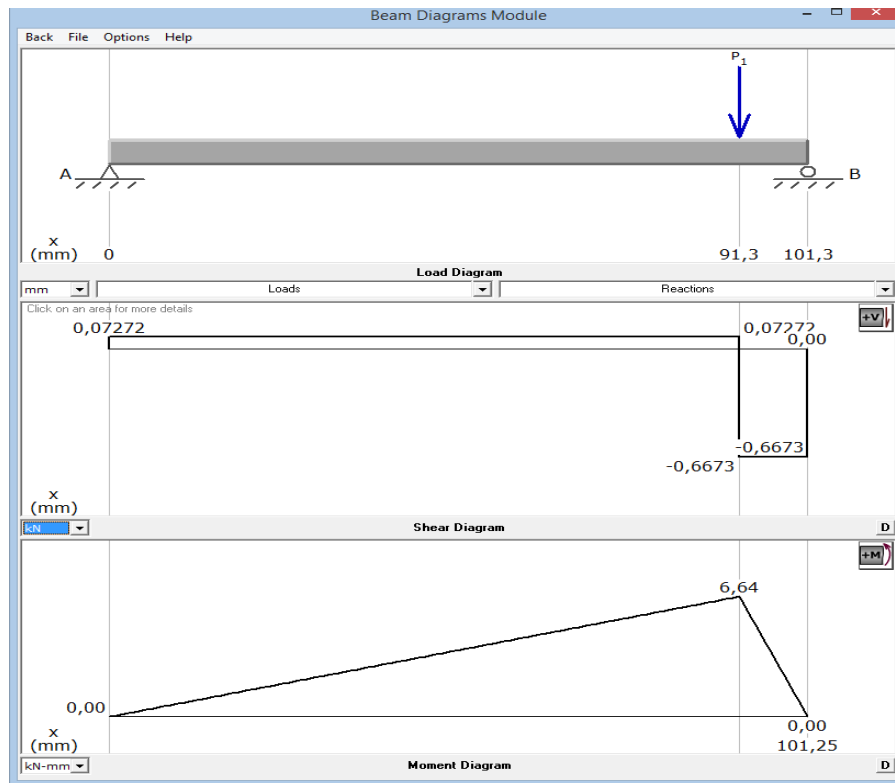


Figura 27: Diagrama estático de la fuerza radial en la primera relación de cambio (Elaborado en MDSolids), autores

La fuerza radial se situará en el centro del engranaje de primera velocidad sobre el plano YX:

**Plano XY tangencial; eje principal**

$$\sum F_Y = 0$$

$$R_A - 2,04KN + R_G = 0$$

$$\sum M_Y = 0$$

$$-2,04KN * 91,25mm + R_G * 101,25mm = 0$$

$$R_G = \frac{2,04KN * 91,25mm}{101,25mm} = 1,84 KN$$

$$R_A = 2,04KN - 1,84KN = 0,201 KN$$

**Momento**

$$M = 0,201 KN * x$$

$$x = 91,25mm \quad M = 0,201KN * 91,25mm$$

$$M = 18,39 KNmm$$

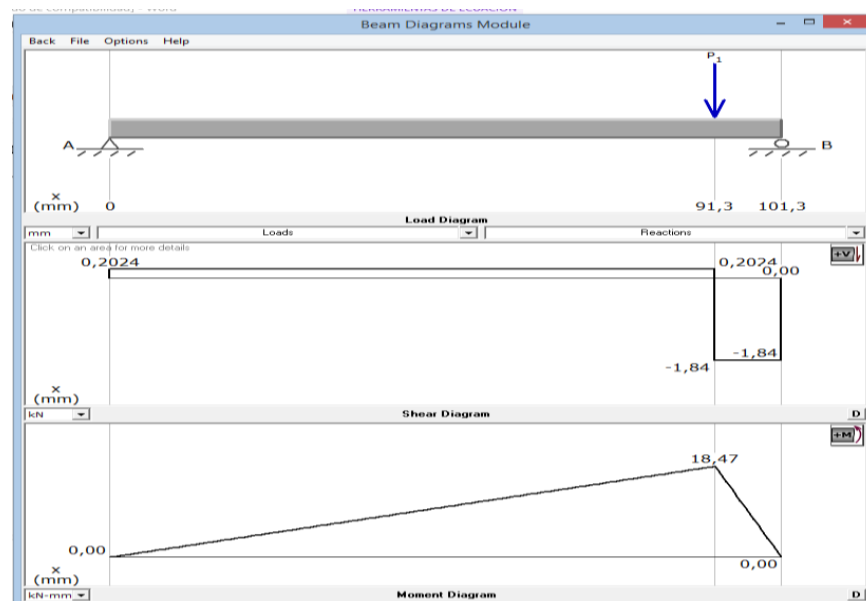


Figura 28: Diagrama estático de la fuerza tangencial en la primera relación de cambio (Elaborado en MDsolids), autores

- **Momento flector**

Se calcula a partir de la (Ec.29)

$$M_f = \sqrt{(18,39)^2 + (6,67)^2} \quad (\text{Ec. 29})$$

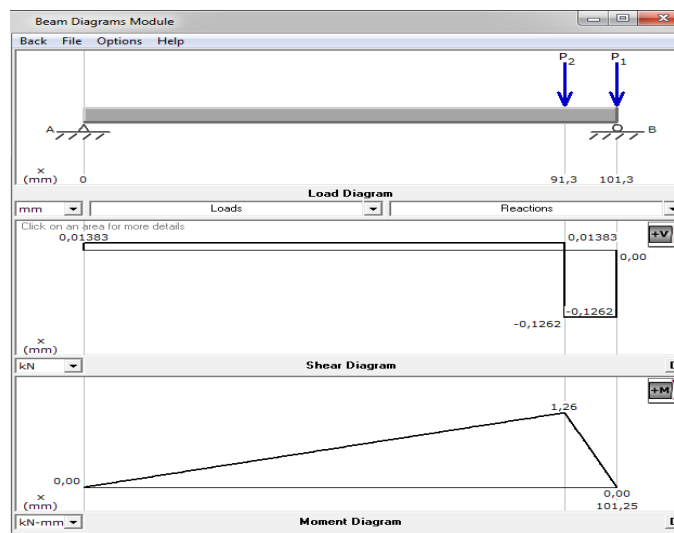
$$M_f = 19,56 \text{ KNmm}$$

Los resultados obtenidos en el eje primario de la caja se tabulan a continuación:

*Tabla 25: Solicitaciones del eje primario, autores.*

EJE PRIMARIO					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
$F_t$ (KN)	2,04	1,47	1,24	1,07	0,98
$F_r$ (KN)	0,74	0,53	0,45	0,38	0,35
$d$ (mm)	91,25	19,65	78,90	57,45	31,15
$R_{At}$ (KN)	0,20	1,18	0,27	0,46	0,68
$R_{Ar}$ (KN)	0,07	0,43	0,10	0,16	0,24
$R_{Gt}$ (KN)	1,84	0,29	0,97	0,61	0,30
$R_{Gr}$ (KN)	0,67	0,10	0,35	0,22	0,11
$M_{\text{radial}}$ (KNmm)	6,67	8,39	7,84	9,44	7,55
$M_{\text{tangencial}}$ (KNmm)	18,39	23,28	21,60	26,59	21,14
$M_{\text{flector}}$ (KNmm)	19,56	24,75	22,97	28,22	22,44
$M_{\text{Torsor}}$ (KNmm)	73,45	45,57	33,48	26,48	22,54
Distancia total (mm)	101,25				

Para el cálculo de las reacciones y los momentos en el eje secundario se utiliza la aplicación de las 2 fuerzas, una producida por la relación de cambio la otra por la relación del embrague, lo cual es pertinente realizar el diagrama y análisis estático con las dos fuerzas.



*Figura 29: Diagrama estático en la primera velocidad del eje secundario (Elaborado en MDsolids), autores*

Tabla 26: Solicitaciones del eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO										
	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta		Quinta	
	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio
F <sub>t</sub> (KN)	0,44	2,04	0,44	1,47	0,44	1,24	0,44	1,07	0,44	0,98
F <sub>r</sub> (KN)	0,16	0,74	0,16	0,53	0,16	0,45	0,16	0,38	0,16	0,35
d (mm)	91,25		19,65		78,9		57,45		31,15	
R <sub>A</sub> t (KN)	0,2		1,18		0,27		0,46		0,68	
R <sub>A</sub> r (KN)	0,07		0,43		0,1		0,16		0,24	
R <sub>G</sub> t (KN)	2,28		0,73		1,41		1,05		0,74	
R <sub>G</sub> r (KN)	0,83		0,26		0,51		0,38		0,27	
M <sub>radial</sub> (KNmm)	6,39		8,45		7,89		9,19		7,48	
M <sub>tangencial</sub> (KNmm)	18,25		23,19		21,30		26,43		21,18	
M <sub>reflector</sub> (KNmm)	19,34		24,68		22,72		27,98		22,46	
M <sub>torsor</sub> (KNmm)	26,52		26,46		26,505		26,4825		26,46	
Distancia total (mm)	101,25									

Tabla 27: Solicitudes del eje tres y cuatro, autores.

	Eje tres	Eje Cuatro
	Relacion 1	Relacion 2
$F_t$ (KN)	0,44	0,16
$F_r$ (KN)	0,16	0,44
$d$ (mm)	10,00	25,03
$R_A t$ (KN)	0,42	0,08
$R_A r$ (KN)	0,15	0,22
$R_B t$ (KN)	0,02	0,08
$R_B r$ (KN)	0,01	0,22
$M_{radial}$ (KNmm)	1,53	5,41
$M_{tangencial}$ (KNmm)	4,19	1,97
$M_{reflector}$ (KNmm)	4,46	5,76
Distancia total (mm)	214,53	49,21

### 8.3.4. Calculo de torque en cada eje

En primera relación:

$$1300rpm * \frac{2\pi rad}{1rev} * \frac{1 min}{60 seg} = 136,13 rad/s$$

Reemplazando en (Ec.30)

$$T_A = \frac{10000 W}{136,13 rad/s} = 73,45 Nm \quad (Ec. 30)$$

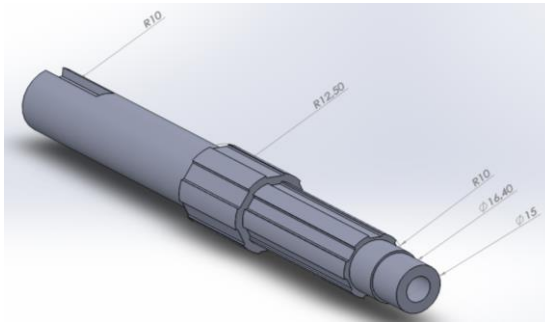


Figura 30: Eje primario (A), autores

$$T_B = \frac{30}{76} (73,45 Nm) = 28,99 Nm$$

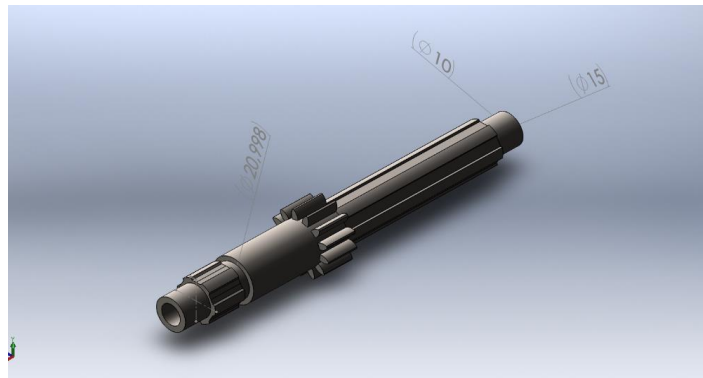


Figura 31: Eje secundario (B), autores

$$T_C = \frac{42}{122,5} (28,99 Nm) = 9,94 Nm$$

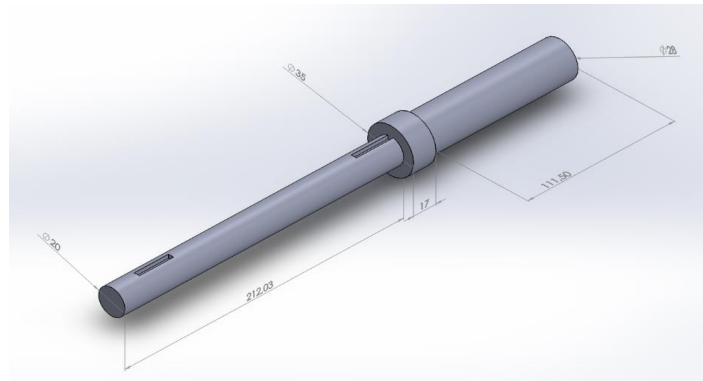


Figura 32: Eje tres (C), autores

$$T_D = \frac{122,5}{42} (9,94 Nm) = 28,99 Nm$$

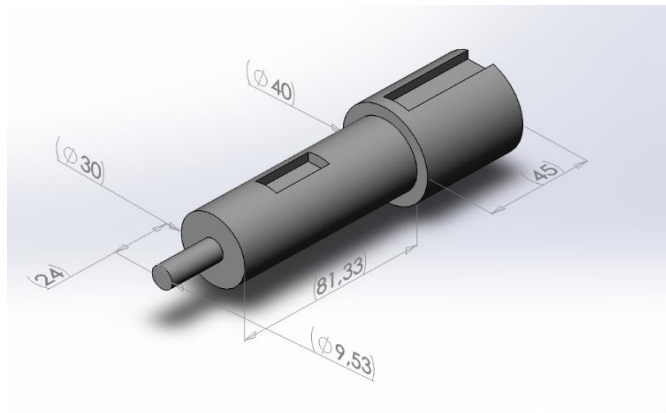


Figura 33: Eje cuatro (D), autores

Tabla 28: Torque en cada uno de los ejes en la primera velocidad, autores.

PRIMERA RELACIÓN	
	TORQUE (Nm)
Eje entrada ( A )	73,46
Eje secundario ( B )	29
Eje tres ( C )	9,94
Eje cuatro ( D )	29

Tabla 29: Torque en cada uno de los ejes en segunda velocidad, autores.

SEGUNDA RELACIÓN	
	TORQUE (Nm)
Eje entrada ( A )	45,69
Eje secundario ( B )	27,69
Eje tres ( C )	9,49
Eje cuatro ( D )	27,69

Tabla 30: Torque en cada uno de los ejes en tercera velocidad, autores.

TERCERA RELACIÓN	
	TORQUE (Nm)
Eje entrada ( A )	33,51
Eje secundario ( B )	27,06
Eje tres ( C )	9,28
Eje cuatro ( D )	27,06

Tabla 31: Torque en cada uno de los ejes en cuarta velocidad, autores.

CUARTA RELACIÓN
-----------------

	<b>TORQUE (Nm)</b>
Eje entrada ( A )	26,53
Eje secundario ( B )	26,53
Eje tercero ( C )	9,09
Eje cuarto ( D )	26,53

Tabla 32: Torque en cada uno de los ejes en quinta velocidad, autores.

<b>QUINTA RELACIÓN</b>	
	<b>TORQUE (Nm)</b>
Eje entrada ( A )	22,60
Eje secundario ( B )	19,48
Eje tres ( C )	6,68
Eje cuatro ( D )	19,48

### 8.3.5. Tensiones producidas en los ejes

Luego de hacer el respectivo cálculo de los momentos en cada eje, se dispone a realizar el cálculo de las tensiones producidas por dichos momentos:

Para esto se debe tener en cuenta que los ejes van a ser estudiados a fatiga y para una vida infinita, por tanto, es pertinente realizar los cálculos bajo la situación crítica de diseño:

Tabla 33: Solicitaciones del eje primario, autores.

<b>EJE PRIMARIO</b>					
	<b>Primera</b>	<b>Segunda</b>	<b>Tercera</b>	<b>Cuarta</b>	<b>Quinta</b>
<b>F<sub>t</sub> (KN)</b>	2,04	1,47	1,24	1,07	0,98
<b>F<sub>r</sub> (KN)</b>	0,74	0,53	0,45	0,38	0,35
<b>d (mm)</b>	91,25	19,65	78,90	57,45	31,15
<b>R<sub>A t</sub> (KN)</b>	0,20	1,18	0,27	0,46	0,68
<b>R<sub>A r</sub> (KN)</b>	0,07	0,43	0,10	0,16	0,24
<b>R<sub>G t</sub> (KN)</b>	1,84	0,29	0,97	0,61	0,30
<b>R<sub>G r</sub> (KN)</b>	0,67	0,10	0,35	0,22	0,11
<b>M<sub>radial</sub> (KNmm)</b>	6,67	8,39	7,84	9,44	7,55
<b>M<sub>tangencial</sub> (KNmm)</b>	18,39	23,28	21,60	26,59	21,14
<b>M<sub>lector</sub> (KNmm)</b>	19,56	24,75	22,97	28,22	22,44
<b>M<sub>Torsor</sub> (KNmm)</b>	73,45	45,57	33,48	26,48	22,54
<b>Distancia total (mm)</b>	101,25				

Tabla 34: Solicitaciones del eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO										
	Primera		Segunda		Tercera		Cuarta		Quinta	
	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio	Embrague	Cambio
F <sub>t</sub> (KN)	0,44	2,04	0,44	1,47	0,44	1,24	0,44	1,07	0,44	0,98
F <sub>r</sub> (KN)	0,16	0,74	0,16	0,53	0,16	0,45	0,16	0,38	0,16	0,35
d (mm)	91,25		19,65		78,9		57,45		31,15	
R <sub>A t</sub> (KN)	0,2		1,18		0,27		0,46		0,68	
R <sub>A r</sub> (KN)	0,07		0,43		0,1		0,16		0,24	
R <sub>G t</sub> (KN)	2,28		0,73		1,41		1,05		0,74	
R <sub>G r</sub> (KN)	0,83		0,26		0,51		0,38		0,27	
M <sub>radial</sub> (KNmm)	6,39		8,45		7,89		9,19		7,48	
M <sub>tangencial</sub> (KNmm)	18,25		23,19		21,30		26,43		21,18	
M <sub>lector</sub> (KNmm)	19,34		24,68		22,72		27,98		22,46	
M <sub>Torsor</sub> (KNmm)	26,52		26,46		26,505		26,4825		26,46	
Distancia total (mm)	101,25									

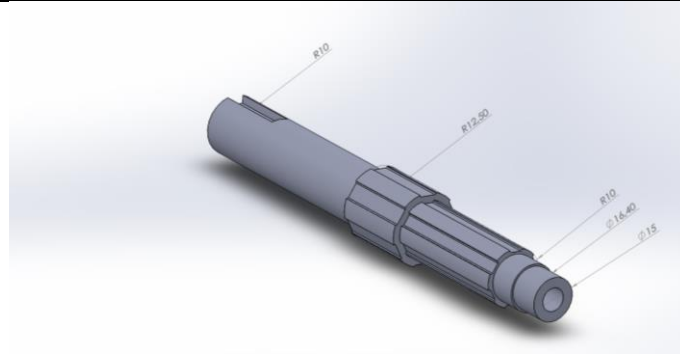


Figura 34: Diámetros del eje primario, autores

Tabla 35: Diámetros mínimos de los ejes principal y secundario, autores.

	Diámetro(mm)
Eje primario	15
Eje secundario	15

- Flexión eje primario:

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{M_m * C}{I_{in}} \quad (Ec. 32)$$

$$\sigma_a = K_f * \frac{M_a * C}{I_{in}} \quad (Ec. 33)$$

Simplificando para ejes huecos:

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{32 * M_m * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)}$$



$$\sigma_a = K_f * \frac{32 * M_a * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)}$$

Para esta situación, el eje en el que está apoyado el engranaje, es un eje recto sin entalla circunferencial (la cual es un concentrador de tensiones, en donde las tensiones aumentan debido a la menor coalescencia entre las moléculas en su proximidad), no se tendrá en cuenta el coeficiente  $K_f$  y  $K_{fm}$  será tomara como uno. Cabe aclarar que de acuerdo al tipo de esfuerzo variable con el tiempo que presenta el sistema, el cual es “repetido”, los valores de momento alternante y medio son iguales, tanto en flexión como en torsión.

$$K_f = 1$$

$$\sigma_a = K_f * \frac{32 * M_a * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)} = 1 * \frac{32 * 19,56 \text{ KNmm} * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 8 \text{ mm}^4)}$$

$$\sigma_a = 64,22 \text{ MPa}$$

$$K_{fm} = 1$$

$$\sigma_m = K_{fm} \frac{32 * M_m * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)} = 1 * \frac{32 * 19,56 \text{ KNmm} * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 8 \text{ mm}^4)}$$

$$\sigma_m = 64,22 \text{ MPa}$$

- Torsión eje primario

Para un eje hueco

$$\tau_m = \frac{16 * M_{Tm} * D_{ext}}{\pi(D_{ext}^4 - d_{int}^4)} \quad (Ec. 34)$$

$$\tau_m = \frac{16 * 73,45 \text{ KNmm} * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 8 \text{ mm}^4)}$$

$$\tau_m = 120,59 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = \frac{16 * 0 * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 8 \text{ mm}^4)}$$

$$\tau_a = 0$$

- ✓ Flexión eje secundario

$$\sigma_a = 1 * \frac{32 * 19,33 \text{ KNmm} * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 10 \text{ mm}^4)}$$

$$\sigma_a = 72,71 \text{ MPa}$$

$$\sigma_m = 72,71 \text{ MPa}$$

✓ Torsión eje secundario

$$\tau_m = \frac{16 * 26,52 \text{ KNmm} * 15 \text{ mm}}{\pi(15 \text{ mm}^4 - 10 \text{ mm}^4)}$$

$$\tau_m = 49,87 \text{ MPa}$$

$$\tau_a = 0$$

A continuación, se calculan las tensiones equivalentes de Von Mises relacionadas con la teoría de falla, el valor de las tensiones es necesario para calcular el factor de seguridad a cada uno de los ejes. Se realiza el cálculo pertinente con el fin de verificar la resistencia a fluencia.

✓ Von Mises

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_m^2 + 3\tau_m^2} \quad \text{Ec. 36}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_a^2 + 3\tau_a^2} \quad \text{Ec. 37}$$

• Eje primario

$$\sigma'_m = \sqrt{(64,22 \text{ MPa})^2 + 3(120,59 \text{ MPa})^2} = 218,53 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(64,22 \text{ MPa})^2 + 3(0)^2} = 64,22 \text{ MPa}$$

✓ Eje secundario

$$\sigma'_m = \sqrt{(72,72 \text{ MPa})^2 + 3(49,87 \text{ MPa})^2} = 112,91 \text{ MPa}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(72,72 \text{ MPa})^2 + 3(0)^2} = 72,72 \text{ MPa}$$

Tabla 36: Flexiones y tensiones del eje primario, autores.

EJE PRIMARIO					
	PRIMERA	SEGUNDA	TERCERA	CUARTA	QUINTA
$M_T$ (KNmm)	73,45	45,57	33,48	26,48	22,54
$M_f$ (KNmm)	19,56	24,75	22,97	28,22	22,44
$D$ (mm)	15				
$\sigma_a$ (MPa)	64,22	81,26	75,44	92,66	73,70
$\sigma_m$ (MPa)	64,22	81,26	75,44	92,66	73,70
$\tau_a$ (MPa)	0				
$\tau_m$ (MPa)	120,59	74,82	54,97	43,48	37,01
$\sigma'_a$ (MPa)	64,22	81,26	75,44	92,66	73,70
$\sigma'_m$ (MPa)	218,53	152,96	121,48	119,41	97,67
Diametro interior (mm)	8				

Tabla 37: Flexiones y tensiones del eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO					
	PRIMERA	SEGUNDA	TERCERA	CUARTA	QUINTA
$M_T$ (KNmm)	26,52	26,46	26,51	26,48	26,46
$M_f$ (KNmm)	19,34	24,68	22,72	27,98	22,46
$D$ (mm)	15				
$\sigma_a$ (MPa)	72,72	92,81	85,44	105,23	84,48
$\sigma_m$ (MPa)	72,72	92,81	85,44	105,23	84,48
$\tau_a$ (MPa)	0,00				
$\tau_m$ (MPa)	49,87	49,76	49,84	49,80	49,76
$\sigma'_a$ (MPa)	72,72	92,81	85,44	105,23	84,48
$\sigma'_m$ (MPa)	112,91	126,66	121,46	136,06	120,68
Diametro interior (mm)	10				

### 8.3.6. Material de composición de los ejes

En esta sección se hará la selección del material para la fabricación de los ejes. Para este caso el material más idóneo por sus características mecánicas y el costo de manufactura es el acero **AISI 4140 estirado en frío**. Los ejes del sistema de transmisión están sometidos a un alto régimen de giro debido a las relaciones de transmisión entre dichos ejes, por lo que es indicado seleccionar un acero con elevada resistencia a la rotura.

Las características a destacar del material son.

- ✓ Resistencia a la fluencia ( $S_y$ ) = 620 MPa
- ✓ Resistencia ultima ( $S_u$ ) = 703 MPa

Se procede a calcular la tensión equivalente de acuerdo al diámetro mínimo del eje, la sección del eje principal más pequeña es de 15[mm].

Posteriormente se realiza el cálculo de la tensión equivalente en la (Ec.36).

$$S_e = K_a * K_b * K_d * K_e * K_g * S'_e$$

Ahora se explicara cada uno de los coeficientes ( $K$ ) de la anterior ecuación:

**$K_a$ : Coeficiente de acabado superficial:** El acabado superficial tiene efecto sobre la resistencia a la fatiga de los elementos; a mayor rugosidad de la superficie, menor será la resistencia, ya que las irregularidades de la superficie actúan como pequeños concentradores de esfuerzos que pueden iniciar una grieta de manera más temprana. El material seleccionado; acero AISI 4140 presenta una alta rugosidad. La sensibilidad a la rugosidad en la superficie es más alta cuanto mayor es la resistencia del material.<sup>27</sup> [26]

Tabla 38: Factores para el cálculo del coeficiente acabado superficial ( $K_a$ ).<sup>28</sup>

Acabado superficial	Factor $a$		Exponente $b$
	$S_{uv}$ kpsi	$S_{uv}$ MPa	
Esmerilado	1.34	1.58	-0.085
Maquinado o estirado en frío	2.70	4.51	-0.265
Laminado en caliente	14.4	57.7	-0.718
Como sale de la forja	39.9	272.	-0.995

$$K_a = a * (S_u)^b$$

El acabado en la superficie del eje es a brillo espejo, por lo tanto, se obtiene un valor de  $a$  y  $b$ :

- $a = 1,58 \text{ MPa}$
- $b = -0,085$

Reemplazando los valores  $a$  y  $b$  en la Ec.  $K_a$  es igual a:

$$K_a = 1.58 * (703)^{-0.085} = 0.905$$

**$K_b$ : Coeficiente de tamaño:** El tamaño de la pieza en las secciones críticas también tiene efecto sobre su resistencia. En general, a mayor tamaño de la pieza menor es su resistencia, para carga axial no existe este efecto. La pérdida de resistencia al aumentar los tamaños de las piezas se debe a que hay una mayor probabilidad de que exista un defecto en el volumen que soporta los mayores esfuerzos. Para esto se debe tener en cuenta el coeficiente como [26]

$$K_b = \begin{cases} \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107} & 2,79 \leq d \leq 51 \text{ mm} \\ 1,51d^{-0.107} & 51 < d < 254 \text{ mm} \end{cases}$$

<sup>27</sup> Extraído de <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

<sup>28</sup> Extraído de Diseño en ingeniería mecánica de Shigley, octava edición, página 337

$$K_b = \left(\frac{d}{7.62}\right)^{-0.107}$$

$$K_b = \left(\frac{15}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.93$$

**$K_d$ : Coeficiente de temperatura:** Las propiedades de un material dependen de su temperatura. Por ejemplo, un acero puede fragilizarse al ser sometido a “bajas” temperaturas, y la resistencia a la fatiga puede reducirse notoriamente por encima de unos 500 °C. Para tener en cuenta el efecto de reducción de resistencia a la fatiga, se utiliza el factor de temperatura,  $K_d$ , que varía entre 0 y 1, dependiendo de la temperatura: cero cuando la resistencia es nula y uno cuando la resistencia para vida infinita es igual al límite de fatiga, es decir, cuando la temperatura no modifica la resistencia.<sup>29</sup>

$$K_d = 1, \text{ si } T \leq 450^\circ\text{C}$$

$$K_d = 1$$

**$K_e$ : Coeficiente de concentración de tensiones:** Con la presencia de entalla el fallo por fatiga es muy sensible. Este efecto de entalla con respecto a la fatiga, se presenta mediante el coeficiente de concentración de esfuerzo a fatiga  $K_f$ :

$$K_f = 1 + q * (Kt + 1)$$

Como se mencionó anteriormente para esta situación, el eje donde se apoya el engranaje es recto sin entalla circunferencial, por tanto, no se tiene en cuenta este factor y será igual a 1[26]

$$K_e = 1$$

**$K_g$ : Coeficiente de efectos diversos:** Existen otros factores que modifican la resistencia a la fatiga de los materiales; todos los efectos no considerados por los otros factores son cuantificados por el factor  $K_g$ . Sin embargo, es muy escasa la información cuantitativa sobre dichos efectos. En general,  $0 \leq K_g \leq 1$ ; en ausencia de corrosión, esfuerzos residuales, etc., se puede tomar  $K_g = 1$  [27].

$$K_g = 1$$

**$S'_e$ : Coeficiente de límite de resistencia a la fatiga o límite de fatiga:** Indica el límite de resistencia a la fatiga en flexión rotativa de una probeta. El símbolo  $S_e$  se reserva para el límite a fatiga de un elemento de máquina particular sujeto a cualquier clase de carga. Charles R. Mischke autor (Mechanical Engineering Design) ha analizado muchos datos de pruebas reales provenientes de varias

---

<sup>29</sup> Extraído de <http://blog.utp.edu.co/lvanegas/files/2011/08/Cap5.pdf>

fuentes y concluye que el límite de fatiga puede estar relacionado con la resistencia a la tracción [28]

En el caso de aceros, la relación es:

$$S'_e \begin{cases} 0.504 * (S_u) \text{ para } S_u \leq 1400 \text{ Mpa} \\ 700 \text{ Mpa para } S_u > 1400 \text{ Mpa} \end{cases}$$

$$S'_e = 0.504 * (S_u)$$

$$S'_e = 0.504 * (703) = 354,31 \text{ MPa}$$

### Eje primario

Hallados los coeficientes se calcula la tensión equivalente por fatiga  $S_e$  (Ec.38)

$$S_e = 0.9050 * 0,93 * 1 * 1 * 1 * 354,31 = 298,20 \text{ MPa}$$

### Eje secundario

El valor de tensión equivalente del eje secundario será el mismo tratándose del mismo material y diámetro de análisis.

$$S_e = 298,20 \text{ Mpa}$$

### 8.3.7. Criterio de Goodman

El criterio más empleado es el criterio de Goodman. En este criterio se distingue entre tensiones medias tractivas y compresivas, y considera que las tensiones medias compresivas no afectan a la vida a fatiga [34]

Existen cuatro criterios de falla: la línea de Goodman, la línea de Soderberg, la curva parabólica de Gerber y línea de fluencia. El factor de seguridad se representa como  $n$ .<sup>30</sup>

El criterio de Goodman se calcula mediante la (Ec.37).

$$n = \frac{1}{\frac{\sigma'_m}{S_u} + \frac{\sigma'_a}{S_e}} \quad \text{Ec. 39}$$

$$n = \frac{1}{\frac{218,52 \text{ MPa}}{703 \text{ MPa}} + \frac{64,22 \text{ MPa}}{298,20 \text{ MPa}}} = 1,90 \quad (\text{Ec. 39})$$

<sup>30</sup> Extraída de Documentación de elementos de Maquinas, Ingeniería Mecánica aplicada y computacional, Badiola 2004, capítulo 4, página 68

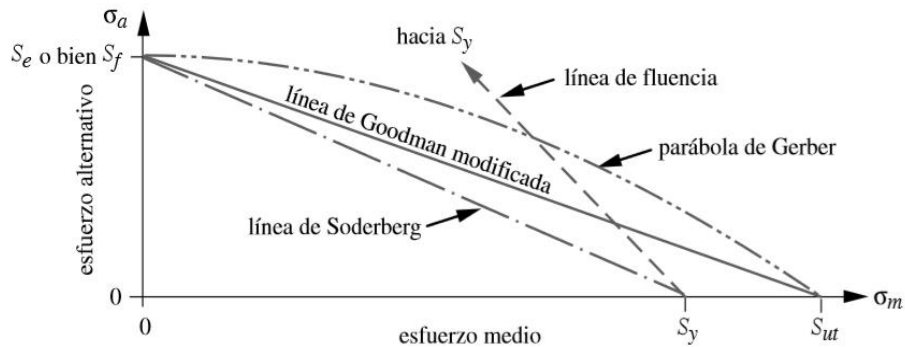


Figura 35: Criterios de fallo a tensiones variables<sup>31</sup>

Este factor  $n$  se calcula con el fin de conocer el punto de rotura también verifica que esté se encuentre por debajo de la línea de falla, por lo que la geometría, dimensiones y el material del eje son las apropiadas para cumplir el funcionamiento específico hacia la caja de transmisión.

Los factores de seguridad respecto al criterio de Goodman para cada cambio de velocidad dentro del sistema serán los siguientes:

Tabla 39: Factores de seguridad eje primario, autores.

Eje primario					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
$\sigma'_a$ (MPa)	64,22	81,26	75,44	92,66	73,70
$\sigma'_m$ (MPa)	218,53	152,96	121,48	119,41	97,67
$S_u$ (MPa)	703				
$S_e$ (MPa)	298,20				
$n$	1,90	2,04	2,35	2,08	2,59

<sup>31</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 291

Tabla 40: Factores de seguridad eje secundario, autores.

Eje secundario					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
$\sigma'_a$ (MPa)	72,72	92,81	85,44	105,23	84,48
$\sigma'_m$ (MPa)	112,91	126,66	121,46	136,06	120,68
<b>Su (MPa)</b>	703				
<b>Se (MPa)</b>	298,20				
<b>n</b>	2,47	2,03	2,18	1,83	2,20

### 8.3.8. Fluencia

A continuación, se realiza la comprobación de que los ejes cumplen a fluencia.

$$\sigma'_{max} = \sqrt{\sigma_{max}^2 + 3\tau_{max}^2} \leq \frac{Sy}{n} \quad Ec. 40$$

$$\sigma_{max} = \sigma_m + \sigma_a \quad Ec. 41$$

$$\tau_{max} = \tau_m + \tau_a \quad Ec. 42$$

Tabla 41: Evaluación a fluencia eje primario, autores.

Eje primario					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
$\sigma_a = \sigma_{max}$ (MPa)	64,22	81,26	75,44	92,66	73,70
$\tau = \tau_{max}$ (Mpa)	120,59	74,82	54,97	43,48	37,01
$\sigma'_{max}$ (MPa)	218,53	152,96	121,48	119,41	97,67
<b>Sy (MPa)</b>	620				
<b>n</b>	1,90	2,04	2,35	2,08	2,59
<b>sy/n</b>	326,25	303,85	263,99	297,97	239,36

Tabla 42: Evaluación a fluencia eje secundario, autores.

Eje secundario					
	Primera	Segunda	Tercera	Cuarta	Quinta
$\sigma_a = \sigma_{max}$ (MPa)	72,72	92,81	85,44	105,23	84,48
$\tau = \tau_{max}$ (Mpa)	49,87	49,76	49,84	49,80	49,76
$\sigma'_{max}$ (MPa)	112,91	126,66	121,46	136,06	120,68
<b>Sy (MPa)</b>	620				
<b>n</b>	2,47	2,03	2,18	1,83	2,20
<b>sy/n</b>	250,78	304,68	284,76	338,79	282,08

Los ejes cumplen a fluencia:



$$\sigma'_{max} < \frac{Sy}{n}$$

### 8.3.9. Análisis de ejes respecto de su rigidez

En este análisis, se exponen los criterios y expresiones fundamentales que se utilizan en la comprobación de la rigidez de los árboles. Como se ha expuesto anteriormente los árboles de las transmisiones mecánicas están sometidos a cargas, para los cuales es muy importante la valorización de la rigidez. [29]

El cálculo a la rigidez tiene como fin aclarar las inflexiones y los ángulos de inclinación de la línea flexible del eje, en determinadas secciones. [30]

Las cargas en los ejes son:

*Tabla 43: Cargas producidas en los ejes, autores.*

KN	Primera	segunda	tercera	cuarta	quinta	embrague
Fuerza tangencial	2,04	1,47	1,24	1,07	0,98	0,44
Fuerza radial	0,74	0,53	0,45	0,38	0,35	0,16

- **Momentos producidos en los ejes:**

Los momentos flectores en los ejes causan deflexiones, las cuales se clasifican en dos; las deflexiones ( $\theta$ ), que hablan sobre la desviación (desplazamiento) de los puntos de la pendiente elástica, y las deflexiones angulares ( $\delta$ ), que hablan sobre la variación de la pendiente de la elástica. Las deflexiones elevadas son perjudiciales, ya que ocasionan grandes vibraciones, cargas altas en rodamiento, mal funcionamiento y desgaste de engranajes, en conclusión, causan aumento en los esfuerzos, provocando la falla más temprana del eje.

Las fuerzas anteriormente nombradas son las siguientes:

Teniendo en cuenta que el momento torsor es constante durante todo el eje, el momento flector es descompuesto en 2 momentos que varían respecto a las fuerzas y el plano de aplicación.

Dichas fuerzas serán expuestas a continuación en los diagramas estáticos:

- ✓ La fuerza radial actuara en el centro del engranaje de primera velocidad sobre el plano XZ:

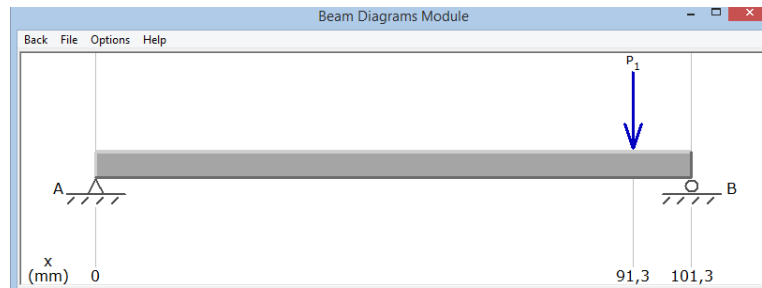


Figura 36: Carga radial sobre el eje primario, autores

- ✓ La fuerza tangencial estará situada en el mismo punto que la fuerza radial, pero actuará en el plano XY:

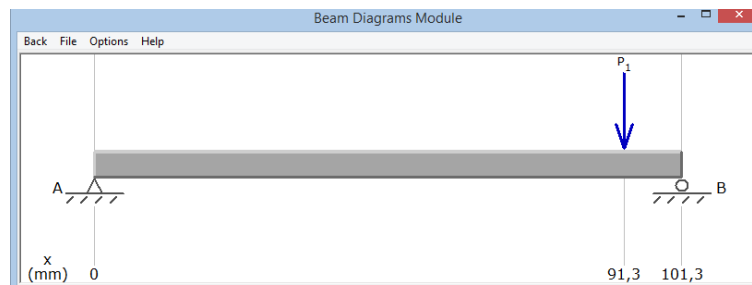


Figura 37: Carga tangencial sobre el eje primario, autores

Tabla 44: Diámetros mínimos de los ejes principal y secundario, autores.

	Diámetro(mm)
<b>Eje primario</b>	15
<b>Eje secundario</b>	15

- **Deflexión en los ejes:**

Hay muchos métodos para obtener la deflexión de un eje o viga. El método más sencillo es por integración directa, sobre todo si el diámetro de la flecha es constante en toda su longitud. Sin embargo, para este caso en particular se tiene la presencia de ejes escalonados. Lo cual el método de integración directa es poco práctico para satisfacer las condiciones de frontera en cada cambio de diámetro o sección transversal.

El método más utilizado para calcular las deflexiones es el método de área-momento y el método de integración numérica

$$\text{Ecuacion de carga } \frac{d^4 y}{dx^4} = \frac{w_R}{EI_A} \quad \text{Ec. 43}$$

$$\text{Ecuacion de corte } \frac{d^3y}{dx^3} = \frac{V_c}{EI_A} \quad \text{Ec. 44}$$

$$\text{Ecuacion de momento } \frac{d^2y}{dx^2} = \frac{d\theta}{dx} = \frac{M}{EI_A} \quad \text{Ec. 45}$$

$$\text{Ecuacion de pendiente } \frac{dy}{dx} = \theta_p \quad \text{Ec. 46}$$

Dónde:

$w_R$  = carga por unidad de longitud  $N/m$

$E$  = Modulo de elasticidad en tensión  $\frac{N}{m^2}$

$I_A$  = Momento de inercia de área,  $m^4$

$V_c$  = Fuerza de corte,  $N$

$M$  = Momento flexionante,  $Nm$

$\theta_p$  = Pendiente, radianes

A continuación, se determina la deflexión del eje por el método de integración numérica. Este método en particular no es solo compatible con las calculadoras de escritorio de alta velocidad, sino que por sí mismo tiende fácilmente a soluciones por computadoras.

Las bases de la integración numérica son las ecuaciones diferenciales mostradas con anterioridad. Resulta aparente considerar distancias finitas a lo largo del eje (es decir, en la dirección  $x$ ), las ecuaciones anteriores pueden integrarse por sumas numéricas. Por ejemplo,  $y = \sum \theta \Delta x$ .

En conclusión, el método de deflexión descrito en el libro “*diseño de máquinas teoría y práctica deutschman*” habla que para ejes escalonados con varias cargas emplea la función de singularidad (llamada también *método de Macauley*) para trazar los diagramas de corte, momento y deflexión. Una vez entendida la técnica se tiene un proceso algebraico que se adapta fácilmente para su programación en una hoja de cálculo [45]. En la siguiente figura se muestra la convención de signos para las fuerzas en el plano ( $Y$ ) y para la distancia medida a lo largo del eje ( $X$ ).

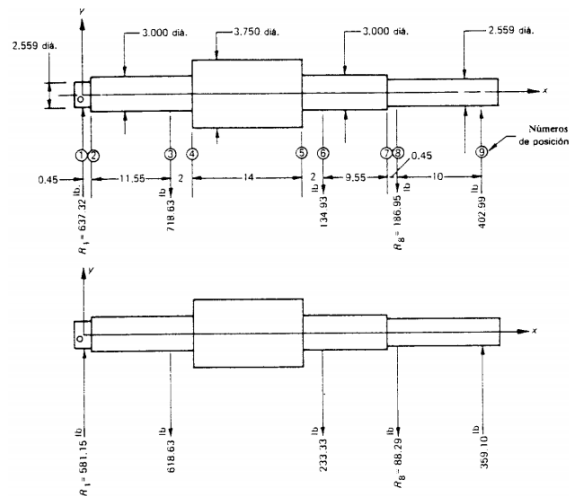


Fig. 7-4 El dibujo superior muestra los diámetros de la flecha, la distancia entre cargas y cambios de diámetro, los números de posición y magnitudes de la carga para el plano vertical. El dibujo inferior muestra las magnitudes de la carga que actúan en el plano horizontal. Los demás datos son iguales que para el dibujo superior y, por tanto, no se repiten en el dibujo inferior.

Figura 38: Ejemplo deflexión, eje escalonado<sup>32</sup>

Se realizaran los pasos uno a uno descritos en el libro *“diseño de máquinas teoría y práctica, deutschman”*, para el cálculo de la deflexión ( $\theta$ ), como de la pendiente ( $Y$ ). Como se puede observar anteriormente las cargas mayores del sistema ocurren en la primera relación por tanto ahí es donde ocurre la deflexión más grande, siendo así el cálculo y la zona más crítica en el sistema de transmisión.

- **Eje principal**

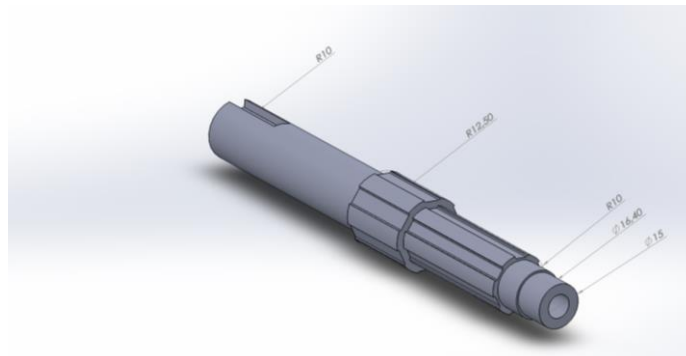


Figura 39: Cambios de diámetro a través del eje principal, autores

<sup>32</sup> Extraído de Diseño de Maquinas, Teoría y práctica, Aaron D. Deutschman, página 367

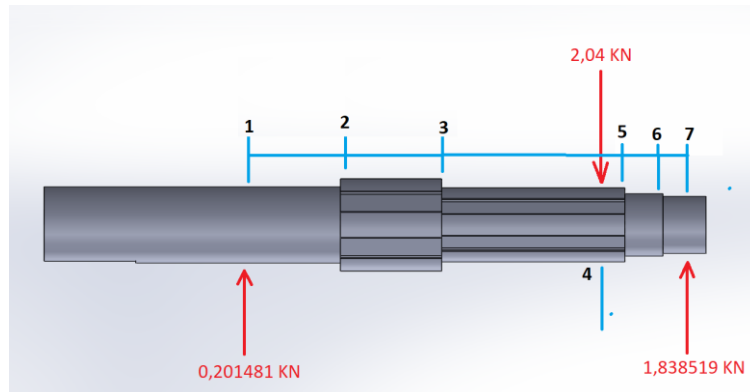


Figura 40: Distancia entre fuerzas, números de posición y magnitudes de la fuerza tangencial para el plano vertical, eje principal, autores

Tabla 45: Distancias entre los puntos de los cambios de sección y fuerza respectivamente en el eje principal, autores.

	mm
De 1 a 2	14,25
De 2 a 3	26
De 3 a 5	48
De 3 a 4	41,8
De 4 a 5	6,2
De 5 a 6	8
De 6 a 7	5

Tabla 46: Propiedades físicas materiales, módulo de elasticidad acero AISI 4140.<sup>33</sup>

Material	Módulo de elasticidad $E$		Módulo de rigidez $G$		Razón de Poisson $\nu$	Densidad de peso $\gamma$	Densidad de masa $\rho$	Gravedad específica
	Mpsi	GPa	Mpsi	GPa		lb/in <sup>3</sup>	Mg/m <sup>3</sup>	
Aleaciones de aluminio	10.4	71.7	3.9	26.8	0.34	0.10	2.8	2.8
Cobre al berilio	18.5	127.6	7.2	49.4	0.29	0.30	8.3	8.3
Latón, bronce	16.0	110.3	6.0	41.5	0.33	0.31	8.6	8.6
Cobre	17.5	120.7	6.5	44.7	0.35	0.32	8.9	8.9
Hierro, fundido, gris	15.0	103.4	5.9	40.4	0.28	0.26	7.2	7.2
Hierro, fundido, dúctil	24.5	168.9	9.4	65.0	0.30	0.25	6.9	6.9
Hierro, fundido, maleable	25.0	172.4	9.6	66.3	0.30	0.26	7.3	7.3
Aleaciones de magnesio	6.5	44.8	2.4	16.8	0.33	0.07	1.8	1.8
Aleaciones de níquel	30.0	206.8	11.5	79.6	0.30	0.30	8.3	8.3
Acero, carbono	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, aleaciones	30.0	206.8	11.7	80.8	0.28	0.28	7.8	7.8
Acero, inoxidable	27.5	189.6	10.7	74.1	0.28	0.28	7.8	7.8
Aleaciones de titanio	16.5	113.8	6.2	42.4	0.34	0.16	4.4	4.4
Aleaciones de zinc	12.0	82.7	4.5	31.1	0.33	0.24	6.6	6.6

Modulo de elasticidad para aceros aleados Cr Y Mo : 206.8 GPa

<sup>33</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, apéndice E, este material se encuentra en español en el sitio Web del libro.

Tabla 47: Deflexión a carga tangencial en primera relación, eje principal, autores.

EJE PRIMARIO														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Numero de posición	Fuerza o reacción (N)	Corte en la posición precedente (N)	Distancia entre posiciones (mm)	Momento flexionante Nmm(M)	Momento de inercia I (mm <sup>4</sup> )	EI (N*mm <sup>2</sup> )	M/EI (1/mm)	Promedio de la columna M/EI (1/mm)	Pendiente con respecto a la posición 1 (rad)	Pendiente promedio (rad)	Incremento de deflexión (mm)	Constante de integración (mm)	Deflexión (mm)	diametro (mm)
Punto 1	201,481		0	0		0	0		0				0	
		201,48		0	7854	1,62E+09	1,77E-06	8,84E-07		6,30E-06	8,97E-05	-7,59E-04		20
Punto 2		201,48	14,25	2871,10	0	0	1,77E-06		1,26E-05				-6,70E-04	
		201,48		2871,10	19174,80	3,97E+09	7,24E-07	1,25E-06		2,25E-05	5,85E-04	-1,39E-03		25
Punto 3		201,48	26	8109,61	0	0	2,05E-06		3,24E-05				-1,47E-03	
		201,48		8109,61	7854	1,62E+09	4,99E-06	3,52E-06		8,97E-05	3,75E-03	-2,23E-03		20
Punto 4	-2040	201,48	41,8	16531,52	0	0	1,02E-05		1,47E-04				5,32E-05	
		-1838,52		16531,52	7854	1,62E+09	1,02E-05	1,02E-05		1,05E-04	6,52E-04	-3,30E-04		20
Punto 5		-1838,52	6,2	5132,70	0	0	3,16E-06		6,31E-05				3,74E-04	
		-1838,52		5132,70	3550,96	734339418	6,99E-06	5,07E-06		5,19E-05	4,15E-04	-4,26E-04		16,4
Punto 6		-1838,52	8	-9575,45	0	0	-1,30E-05		4,06E-05				3,63E-04	
		-1838,52		-9575,45	2485,05	513909309	-1,86E-05	-1,58E-05		-1,93E-05	-9,65E-05	-2,66E-04		15
Punto 7	1838,519	-1838,52	5	0	0	0	0		-7,92E-05				0	

Tabla 48: Deflexión a carga radial en primera relación, eje principal, autores.

EJE PRIMARIO														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Numero de posición	Fuerza o reacción (N)	Corte en la posición precedente (N)	Distancia entre posiciones (mm)	Momento flexionante Nmm(M)	Momento de inercia I (mm <sup>4</sup> )	EI (N*mm <sup>2</sup> )	M/EI (1/mm)	Promedio de la columna M/EI (1/mm)	Pendiente con respecto a la posición 1 (rad)	Pendiente promedio (rad)	Incremento de deflexión (mm)	Constante de integración (mm)	Deflexión (mm)	diametro (mm)
Punto 1	73,08		0	0		0	0		0				0	
		73,08		0	7854,00	1,624E+09	6,41E-07	3,21E-07		2,28E-06	3,25E-05	-2,75E-04		20
Punto 2		73,08	14,25	1041,39	0	0	6,41E-07		4,57E-06				-2,43E-04	
		73,08		1041,39	19174,80	3,965E+09	2,63E-07	4,52E-07		8,16E-06	2,12E-04	-5,03E-04		25
Punto 3		73,08	26	2941,47	0	0	7,42E-07		1,17E-05				-5,33E-04	
		73,08		2941,47	7854,00	1,624E+09	1,81E-06	1,28E-06		3,26E-05	1,36E-03	-8,08E-04		20
Punto 4	-740	73,08	41,8	5996,21	0	0	3,69E-06		5,34E-05				1,93E-05	
		-666,92		5996,21	7854,00	1,624E+09	3,69E-06	3,69E-06		3,81E-05	2,36E-04	-1,20E-04		20
Punto 5		-666,92	6,2	1861,31	0	0	1,15E-06		2,29E-05				1,36E-04	
		-666,92		1861,31	3550,96	734339418	2,53E-06	1,84E-06		1,88E-05	1,50E-04	-1,55E-04		16,4
Punto 6		-666,92	8	-3474,05	0	0	-4,73E-06		1,47E-05				1,32E-04	
		-666,92		-3474,05	2485,05	513909309	-6,76E-06	-5,75E-06		-7,00E-06	-3,50E-05	-9,66E-05		15
Punto 7	666,92	-666,92	5	0	0	0	0		-2,87E-05				0	

Tabla 49: Pendientes y deflexiones resultantes de eje principal, autores.

EJE PRIMARIO							
Numero de posición	1	2	3	4	5	6	7
Pendiente $\theta_p$ (rad)	0	1,78E-05	4,58E-05	2,08E-04	8,92E-05	5,74E-05	1,12E-04
Deflexion y (mm)	0	9,47E-04	2,08E-03	7,53E-05	5,30E-04	3,86E-04	0

## • Eje secundario



Figura 41: Cambios de diámetro a través del eje secundario, autores

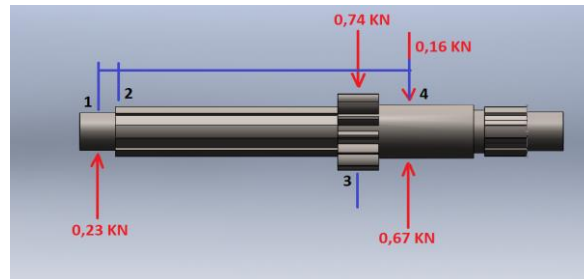


Figura 42: Distancia entre fuerzas, números de posición y magnitudes de la fuerza tangencial para el plano vertical, eje secundario, autores

Tabla 50: Distancias entre los puntos de los cambios de sección y fuerza respectivamente, eje secundario, autores.

	mm
De 1 a 2	7,13
De 2 a 3	81,68
De 3 a 4	12,45

Tabla 51: Deflexión a carga tangencial en primera relación, eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Numero de posición	Fuerza o reacción (N)	Corte en la posición precedente (N)	Distancia entre posiciones (mm)	Momento flexionante Nmm(M)	Momento de inercia I (mm <sup>4</sup> )	EI (N*mm <sup>2</sup> )	M/EI (1/mm)	Promedio de la columna M/EI (1/mm)	Pendiente con respecto a la posición 1 (rad)	Pendiente promedio (rad)	Incremento de deflexión (mm)	Constante de integración (mm)	Deflexión (mm)	diametro (mm)
Punto 1	640		0	0		0	0		0				0	
		640		0	2485,05	5,14E+08	8,87E-06	4,44E-06		1,581E-05	1,13E-04	-1,05E-03		15
Punto 2		640	7,13	4560	0	0	2,81E-06		3,16E-05				-9,36E-04	
		640		4560	7854	1,62E+09	2,81E-06	2,81E-06		1,30E-04	1,07E-02	-1,20E-02		20
Punto 3	-2040	640	81,68	56832	0	0	3,50E-05		2,29E-04				-2,31E-03	
		-1400		56832	7854	1,62E+09	3,50E-05	3,50E-05		3,32E-04	4,14E-03	-1,83E-03		20
Punto 4	1400	-1400	12,45	39402	0	0	0		4,36E-04				0	

Tabla 52: Deflexión a carga radial en primera relación, eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO														
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	
Numero de posición	Fuerza o reacción (N)	Corte en la posición precedente (N)	Distancia entre posiciones (mm)	Momento flexionante Nmm(M)	Momento de inercia I (mm <sup>4</sup> )	EI (N*mm <sup>2</sup> )	M/EI (1/mm)	Promedio de la columna M/EI (1/mm)	Pendiente con respecto a la posición 1 (rad)	Pendiente promedio (rad)	Incremento de deflexión (mm)	Constante de integración (mm)	Deflexión (mm)	diametro (mm)
Punto 1	230		0	0		0	0		0				0	
		230		0	2485,05	5,14E+08	3,19E-06	1,59E-06		5,68E-06	4,047E-05	-3,77E-04		15
Punto 2		230	7,125	1638,75	0	0	1,01E-06		1,14E-05				-3,37E-04	
		230		1638,75	7854	1,62E+09	1,01E-06	1,01E-06		4,689E-05	3,83E-03	-4,32E-03		20
Punto 3	-740	230	81,68	20425	0	0	1,26E-05		8,24E-05				-8,29E-04	
		-510		20425	7854	1,62E+09	1,26E-05	1,26E-05		1,19E-04	1,49E-03	-6,59E-04		20
Punto 4	510	-510	12,45	14075,65	0	0	0		0,000157				0	

Tabla 53: Pendientes y deflexiones resultantes del eje secundario, autores.

EJE SECUNDARIO				
Numero de posición	1	2	3	4
Pendiente $\theta_p$ (rad)	0	3,36E-05	2,44E-04	4,63E-04
Deflexion y (mm)	0	9,95E-04	2,45E-03	0

Para montaje de buena calidad de engranajes en flechas deberá limitarse la pendiente a 0.0005 rad y para flechas de maquinaria la deflexión no debe ser mayor a 0,08 mm, por tanto los resultados obtenidos se consideran aceptables. [45]

### 8.3.10. Validación de los ejes adicionales a través elementos finitos

Como en el presente sistema cada uno de los ejes principales de la transmisión fueron anteriormente evaluados obteniendo así resultados óptimos de funcionalidad y durabilidad; se continua con el análisis de los dos ejes adicionales verificando así, si cumplen con los requisitos mínimos, utilizando un software que funcione bajo la teoría de elemento finito, en este caso se usó ANSYS R17.0 (Swanson Analysis Systems, Inc). Los ejes sometidos a las condiciones de operación específicas del sistema presentan los siguientes resultados, ilustrados y tabulados:

- Eje tres

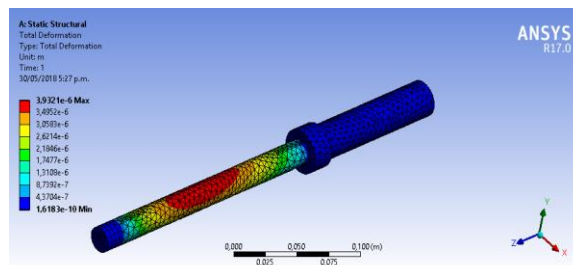


Figura 43: Deformación, eje tres, autores

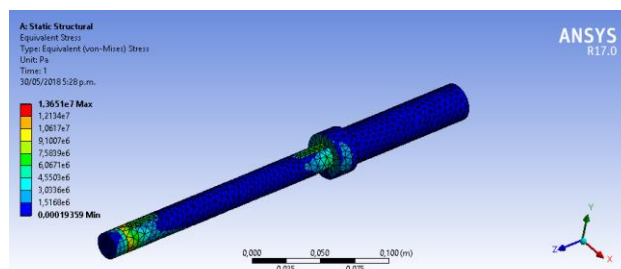


Figura 44: Tensiones equivalentes de Von Mises, eje tres, autores



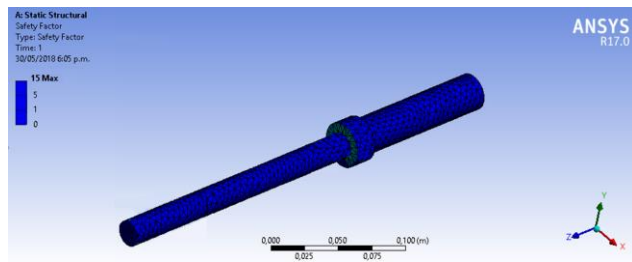


Figura 45: Factor de seguridad, eje tres, autores

- Eje cuatro

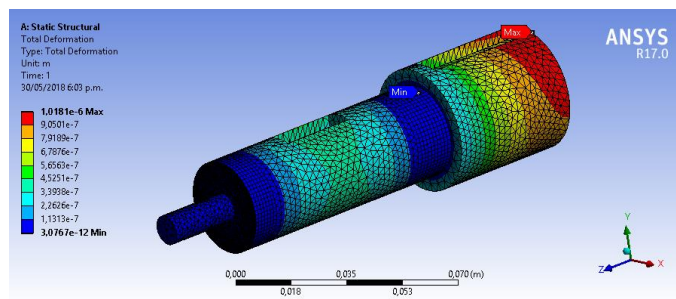


Figura 46: Deformación, eje cuatro, autores

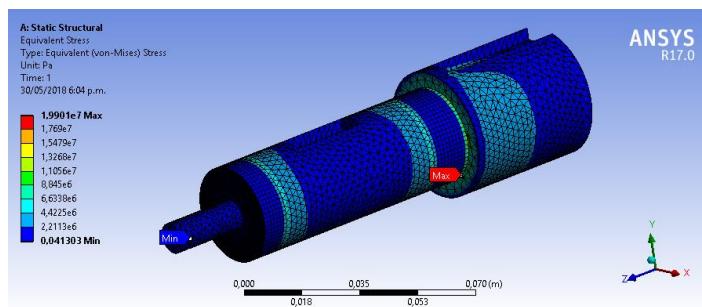


Figura 47: Tensiones equivalentes de Von Mises, eje cuatro, autores

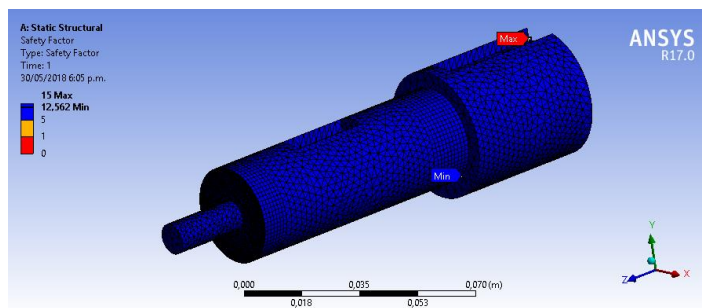


Figura 48: Factor de seguridad, eje cuatro, autores

Tabla 54: Solicitaciones ejes tres y cuatro, autores.

	Eje tres	Eje cuatro
Deformación (m)	3,93E-06	1,01E-06
Von Mises (Pa)	1,36E+07	1,99E+07
Factor de seguridad	≥15	12,56

Como se puede evidenciar con los anteriores resultados, los ejes tres y cuatro cumplen a deformación, tensión equivalente de Von Mises, obteniendo así un factor de seguridad alto.

#### 8.4. Uniones y elementos de fijación

Una vez realizados los cálculos de los ejes, engranajes y definidas sus dimensiones es necesario precisar el detalle para la fijación de los elementos sobre los ejes, dicho esto se utilizan ejes acanalados los cuales permitan el desplazamiento de los engranajes sobre su eje longitudinal, el eje principal como secundario tendrán el mismo perfil para permitir la funcionalidad de la transmisión mecánica.

Los ejes se soportan sobre sus respectivas carcasas y rodamientos que permiten el giro del eje sin perder la velocidad angular con que estos se mueven.

##### 8.4.1. Ejes perfilados o acanalados

No es necesario el ajuste de chavetas en partes específicas del eje como es el caso de las cajas de cambios de automóviles, la unión de ejes perfilados presenta ventaja de no precisar elementos intermedios como las chavetas para la transmisión de par de giro y encaje de los engranajes, El centrado del cubo se realiza a través de una superficie de la camisa del cilindro (diámetro menor del eje) o por medio de los flancos de los talones de arrastre. Con un centrado interior se puede lograr una excelente concentricidad. El centrado por los flancos garantiza un juego de torsión pequeño; resulta idóneo por ello especialmente para pares de giro alternante e intermitente.

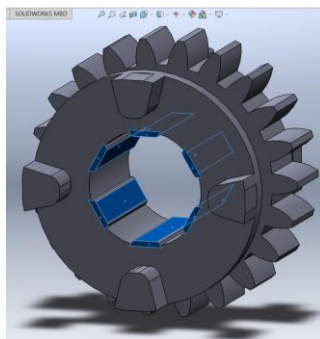



Figura 49: Engranaje sincronizador con sección perfilada en el diámetro menor, autores

Tabla 55: Ejes nervados con flancos rectos<sup>34</sup>

**SIN INDICACION DE TOLERANCIAS**  
 Designación estrado exterior (en ejes): EXT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14  
 Designación estrado interior (en cubos): INT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: INT 6 x 23 x 26 - ISO 14  
 Designación acoplamiento estrado (en conjuntos): INT/EXT N x d x D - ISO 14 Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 x 26 - ISO 14

**CON INDICACION DE TOLERANCIAS**  
 Designación estrado exterior (en ejes): EXT N x d tol x D - ISO 14 Ejemplo: EXT 6 x 23 f7 x 26 - ISO 14  
 Designación estrado interior (en cubos): INT N x d Tol x D - ISO 14 Ejemplo: INT 6 x 23 H7 x 26 - ISO 14  
 Designación acoplamiento estrado (en conjuntos): INT/EXT N x d Tol/tol x D - ISO 14 Ejemplo: INT/EXT 6 x 23 H7/f7 x 26 - ISO 14



Diámetro nominal d	Serie ligera			Serie media			Serie pesada		
	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B	Nº nervios N	D	B
11	-	-	-	6	14	3	-	-	-
13	-	-	-	6	16	3,5	-	-	-
16	-	-	-	6	20	4	10	20	2,5
18	-	-	-	6	22	5	10	23	3
21	-	-	-	6	25	5	10	26	3
23	6	26	6	6	28	6	10	29	4
26	6	30	6	6	32	6	10	32	4
28	6	32	7	6	34	7	10	35	4
32	8	36	6	8	38	6	10	40	5
36	8	40	7	8	42	7	10	45	5
42	8	46	8	8	48	8	10	52	6
46	8	50	9	8	54	9	10	56	7
52	8	56	10	8	60	10	16	60	5
56	8	62	10	8	65	10	16	65	5
62	8	66	12	8	72	12	16	72	6
72	10	76	12	10	82	12	16	82	7
82	10	88	12	10	92	12	20	92	6
92	10	96	14	10	102	14	20	102	7
102	10	106	16	10	112	16	20	115	8
112	10	120	18	10	125	18	20	125	9

El eje perfilado se calculará por esfuerzo cortante. Para el caso del engranaje de la primera velocidad montado sobre el eje primario, se parte de los siguientes datos:

<sup>34</sup> Extraído de presentación pdf, Chavetas y acanalados, Universidad Politécnica de Madrid, 2002  
[http://www.gig.etsii.upm.es/jmcabanelas/DI2\\_M3/Material/Teoria/DI2\\_Fundamentos\\_Nervados.pdf](http://www.gig.etsii.upm.es/jmcabanelas/DI2_M3/Material/Teoria/DI2_Fundamentos_Nervados.pdf)

$$\text{Momento torsor maximo} = 73,45 \text{ KNmm}$$

$$\text{Diametro del eje} = 25 \text{ mm}$$

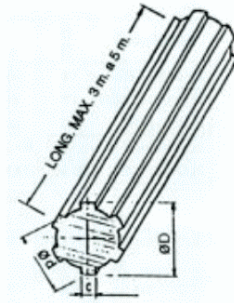
Con el momento torsor, se puede calcular la fuerza que deberá soportar el perfilado, despejando de la (Ec.47) la fuerza (F) queda de la siguiente manera [35]

$$F_p = \frac{73,45 \text{ KNmm}}{25 \text{ mm}} = 2,938 \text{ KN}$$

Deben encontrarse las medidas del perfilado en las fuentes de información de tal manera que se ajusten los elementos a unir sobre el eje. El acanalado se selecciona de un fabricante de ejes acanalados normalizados DISUMTEC. Se realiza la comprobación de ejes acanalados para ejes de una medida diametral de 25 [mm]. Se selecciona un eje acanalado según la norma DIN 5463.

Tabla 56: Ejes estriados DIN 5463<sup>35</sup>

Ref.:	ø D -0,07 -0,27	ø d -0,00 -0,07	Z	C +0,00 -0,08	Sección mm <sup>2</sup>	Peso Kg/m
SEE-14	14	11	6	3	121,9	0,95
SEE-16	16	13	6	3,5	164,1	1,28
SEE-20	20	16	6	4	243,4	1,91
SEE-22	22	18	6	5	312,4	2,45
SEE-25	25	21	6	5	399,8	3,14
SEE-28	28	23	6	6	505,2	3,96
SEE-32	32	26	6	6	638,6	5,00
SEE-38	38	32	8	6	947,8	7,43
SEE-48	48	42	8	8	1576,7	12,37



Según las medidas de construcción del eje primario, se necesita un acanalado de las siguientes dimensiones:

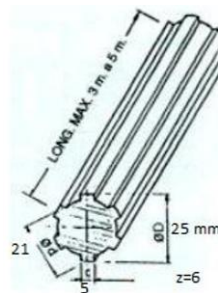


Figura 50: Dimensiones para eje acanalado 25 mm diámetro<sup>36</sup>

<sup>35</sup> Extraído de casa de fabricación DISUMTEC

<sup>36</sup> Extraído de casa de fabricación DISUMTEC, (modificación a medidas, autores)

Para completar el eje acanalado, se debe conocer la longitud. Esta longitud depende de la fuerza que se ha calculado anteriormente. El eje se calcula a cortante ya que las fuerzas se distribuyen de la siguiente manera:

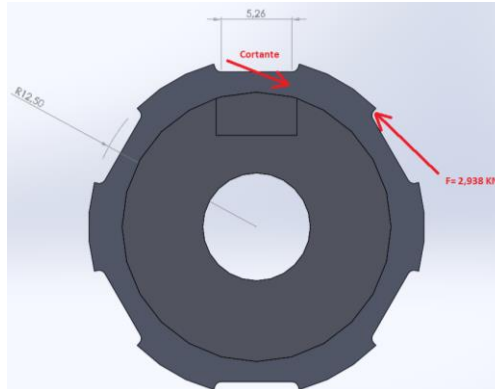


Figura 51: Fuerza cortante en el eje acanalado, autores

Con la (Ec.48) a cortante se obtiene la longitud mínima del acanalado:

$$\tau = \frac{F_p}{b_e * L}$$

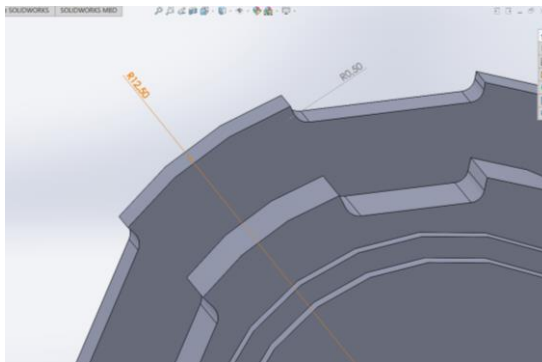


Figura 52: Radio de filete en el acanalado del eje primario, autores

$$\frac{r_r}{D_{ext}} = \frac{0,5}{25} = 0,02 \quad Ec. 49$$

Para calcular el acanalado se iguala la tensión de fluencia resistente entre el factor de concentración de tensiones. Adecuando a la situación el valor de  $K_{ts}$  enunciado en la tabla es [31]:

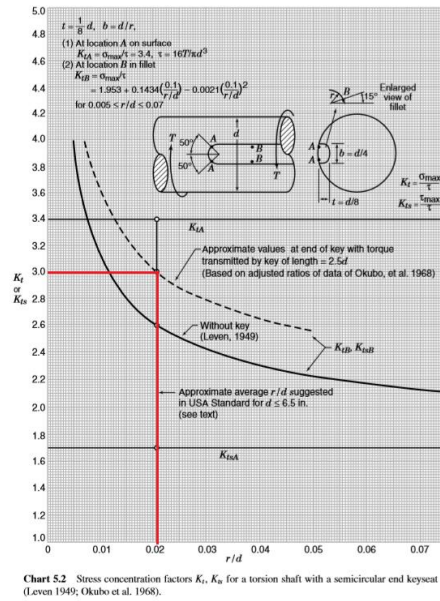


Figura 53: Factores de concentración de esfuerzos para un eje sometido a torsión con asiento de llave semicircular<sup>37</sup>

$$K_{ts} = 3,0$$

Para el caso en que el acanalado transmita el momento torsor se da con la (Ec.50)

$$\tau = \frac{S_y}{K_{ts}} \quad (Ec. 50)$$

Como ya se explicó anteriormente, El material del eje será en acero AISI 4140 estirado en frío, con una resistencia a la fluencia de 620 MPa. Con esto se obtiene:

$$\tau = \frac{620 \text{ MPa}}{3,0} = 206,66 \text{ MPa}$$

Despejando  $L$  de la (Ec.51) se obtiene una longitud mínima de acanalado:

$$L = \frac{2938 \text{ Nmm}}{5 * 206,66 \text{ MPa}} = 2,84 \text{ mm}$$

Se evidencia que con los esfuerzos que se tienen, el acanalado soporta el esfuerzo con una longitud muy pequeña. Por lo que en este caso se optará por acanalado una sección del eje primario que corresponda para efectos de localización de los engranajes en este caso engranajes número 4, 10, 12, 14 y 7.

<sup>37</sup> Extraída de Stress concentration factors, Walter D. Pilkey y Deborah F. Pilkey, tercera edición, página 431

Para el acanalado del eje secundario se realiza el mismo proceso de cálculo en este eje se localizan los engranajes número 2, 9, 11, 13 y 6 según el manual de la transmisión mecánica.

#### **8.4.2. Cálculos de cuñas y cuñeros**

Tanto en el eje principal, como el eje tres y el eje cuatro llevan cuñero, estos se ensamblan en un acople para conectarlos al generador como al motor, según la descripción del montaje.

Para obtener las dimensiones de la cuña, se deben tener en cuenta los siguientes aspectos:

- Diámetro del elemento, se debe utilizar un catálogo de fabricante, donde este muestre la información de la sección transversal de la cuña (alto y ancho); este catálogo también muestra la información del tipo de material en que se fabrican.
- Se calcula la tensión por esfuerzo cortante, la cual corresponde a la teoría de falla por tensión máxima del esfuerzo de corte.
- Usando el torque transmitido en esa sección (torque máximo según cada cambio de relación en el eje).

#### **Diseño de la cuña**

Se selecciona la sección transversal de la cuña de acuerdo al catálogo de fabricante, que en este caso se usó la casa INTERMEC productos mecánicos para transmisión de potencia, en este caso se usara el eje principal, el cual tiene un diámetro de 20 mm en la sección con cuña. Como las cuñas tienen cargas cortantes, se utilizan materiales dúctiles. La elección más común es el acero dulce al bajo carbono, a menos que un ambiente corrosivo exija una cuña de latón o de acero inoxidable. La longitud de la cuña tiene que ser aproximadamente 1.5 veces menor que el diámetro del eje para evitar un giro excesivo por la deflexión del eje<sup>38</sup>.

---

<sup>38</sup> Extraída de Diseño de máquinas un enfoque integrado, Robert L. Norton, cuarta edición, página 435

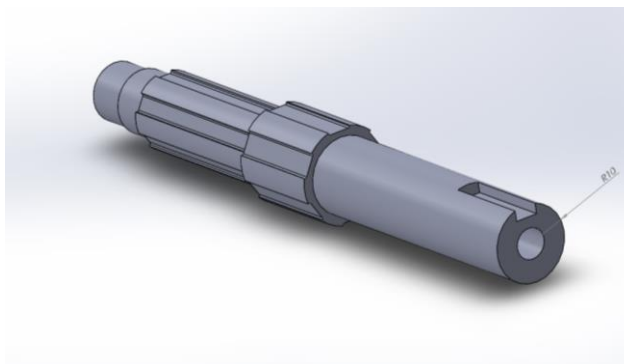
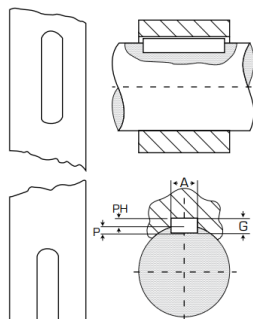


Figura 54: Eje principal, sección con cuña 20 mm de diámetro, autores

Tabla 57: cuñeros y cuñas estándar<sup>39</sup>

TABLA DE LOS CUÑEROS Y CUÑAS  
ESTÁNDAR MILIMÉTRICOS



Diámetro del eje (mm)	Anchura y profundidad del cuñero en el eje (mm)	Dimensiones de la cuña (mm)	Diámetro del prisionero (mm)
6 a 8	2 x 1	2 x 2	3
8 a 10	3 x 1,6	3 x 3	3
10 a 12	4 x 2,2	4 x 4	4
12 a 17	5 x 2,7	5 x 5	5
17 a 22	6 x 3,2	6 x 6	6
22 a 30	8 x 3,7	8 x 7	8
30 a 38	10 x 4,7	10 x 8	10
38 a 44	12 x 4,7	12 x 8	10
44 a 50	14 x 5,2	14 x 9	14
50 a 58	16 x 5,7	16 x 10	14
58 a 65	18 x 6,6	18 x 11	18
65 a 75	20 x 7,1	20 x 12	18
75 a 85	22 x 8,6	22 x 14	22
85 a 95	25 x 8,6	25 x 14	22
95 a 110	28 x 8,6	28 x 16	22
110 a 130	32 x 10,6	32 x 18	30
130 a 150	36 x 11,6	36 x 20	30
150 a 170	40 x 12,6	40 x 22	30
170 a 200	45 x 14,6	45 x 25	30
200 a 230	50 x 16,6	50 x 28	30

Se selecciona para un diámetro de 20 mm, en el eje que contendrá la cuña, según la ilustración 51, se puede evidenciar unas dimensiones de la cuña de 6x6 mm, cabe aclarar que cuña y chaveta es lo mismo.

$$F_a = \frac{T_a}{r_{eje}} \quad Ec. 52$$

$$F_m = \frac{T_m}{r_{eje}} \quad Ec. 53$$

$F_m; F_a$  = Fuerza media y fuerza alternante sobre la cuña

$T_m; T_a$  = Torque medio y torque alternante a traves del eje

$r_{eje}$  = Radio de la seccion

<sup>39</sup> Extraído casa de fabricación intermec



Se toma el valor de mayor torque en el eje: 73,45 Nm. La fuerza alternante es 0 por el tipo de carga que se mencionó anteriormente para el torque

$$F_a = 0$$

$$F_m = \frac{73,45 \text{ Nm}}{0,01 \text{ m}}$$

$$F_m = 7345 \text{ N}$$

La longitud de la cuña es de 10 mm, ya que esta es la dimensión que contiene el acople internamente para que conecte perfectamente como lo muestra la siguiente ilustración

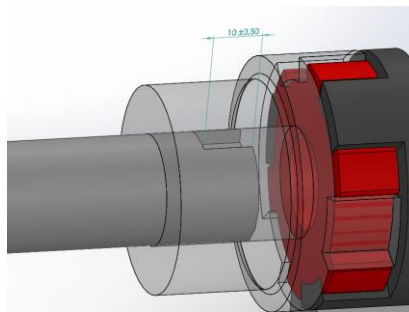


Figura 55: Longitud del cuñero en el principal, autores

Se calcula los componentes cortantes alternantes y medio, para el fallo a cortante, usando la (Ec.54 y 55).

$$\tau_a = \frac{F_a}{A_{\text{cortante}}} = \frac{0}{6\text{mm} * 10\text{mm}} = 0$$

$$\tau_m = \frac{F_m}{A_{\text{cortante}}} = \frac{7345 \text{ N}}{6\text{mm} * 10\text{mm}} = 122,41 \text{ MPa}$$

A continuación, se realiza el cálculo a tensión de compresión sobre las caras laterales de la chaveta para el fallo por aplastamiento.

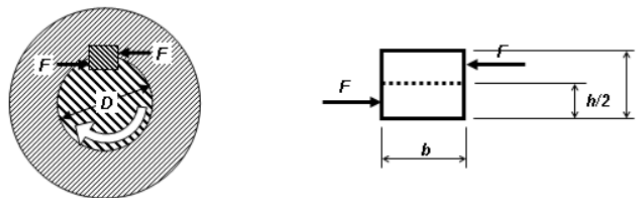


Figura 56: Dimensionamiento y fuerzas de la chaveta<sup>40</sup>

<sup>40</sup> Extraído de Mecapedia – Enciclopedia virtual de ingeniería "Calculo resistente de chavetas", Área de ingeniería Mecánica, departamento Ingeniería y Construcción, Universidad Jaume I – Castellón, España

$$\sigma_{apl} = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 * M_f}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}} \quad Ec. 56$$

$L_{ch}$  = Longitud de la chaveta

$D_{ch}$  = diametro de la sección del eje para chaveta

$h_{ch}$  = Altura chaveta

$A_{apl}$  = Area por aplastamiento

*Alternante*

$$\sigma_a = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 * M_{fa}}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}}$$

$$\sigma_a = \frac{2 * M_a}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}} = \frac{2 * 19,55KNmm}{20mm * \frac{6mm}{2} * 10mm}$$

$$\sigma_{apl} = 65,16 MPa$$

*Medio*

$$\sigma_m = \frac{F}{A_{apl}} = \frac{2 * M_{fm}}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}}$$

$$\sigma_m = \frac{2 * M_a}{D_{ch} * \frac{h_{ch}}{2} * L_{ch}} = \frac{2 * 19,55KNmm}{20mm * \frac{6mm}{2} * 10mm}$$

$$\sigma_{apl} = 65,16 MPa$$

Por medio de Von Mises se calculará el factor de seguridad a la fatiga por cortante de la cuña (Ec. 36 y 37).

$$\sigma'_a = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_a = \sqrt{(65,19 MPa)^2 + 3(0)^2} = 65,19 MPa$$

$$\sigma'_m = \sqrt{\sigma_x^2 + \sigma_y^2 - \sigma_x \sigma_y + 3\tau_{xy}^2} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3\tau_{xy}^2}$$

$$\sigma'_m = \sqrt{(65,19 MPa)^2 + 3(122,41 MPa)^2} = 221,82 MPa$$

A continuación, se determina el factor de seguridad contra la fatiga, para un material acero AISI SAE 1010, calculando cada uno de los factores pertinentes de acuerdo a las condiciones del material.

Resistencia ultima ( $S_u$ ) = 392,3 MPa

$$S_e = K_a * K_b * K_d * K_e * K_g * S'_e \quad Ec.38$$

$$K_a = 1.58 * (392,3 \text{ MPa})^{-0.085} = 0.95$$

$$K_b = \left(\frac{20}{7.62}\right)^{-0.107} = 0.90$$

$$K_d = 1$$

$$K_e = 1$$

$$K_g = 1$$

$$S'_e = 0.504 * (392,3 \text{ MPa}) = 197,71 \text{ MPa}$$

$$S_e = 0.95 * 0.90 * 1 * 1 * 1 * 197,71 = 169,04 \text{ MPa}$$

Usando el criterio de Goodman, se tiene que:

$$n_{ch} = \frac{1}{\frac{212,03 \text{ MPa}}{392,3 \text{ MPa}} + \frac{65,16 \text{ MPa}}{169,04 \text{ MPa}}} = 1,05$$

Como el factor de seguridad de la chaveta es menor que el factor de seguridad del eje principal, el cálculo es correcto, ya que se asegura, que la chaveta fallara antes que el eje [38].

Tabla 58: Solicitaciones cuñas

	Eje principal	Eje tres	Eje cuatro
$F_m$ (N)	7345	994	1449,5
$T_m$ (Nm)	73,45	9,94	28,99
$A_{ch}$ (mm)	6	6	8
$L_{ch}$ (mm)	10	10	10
$r_{eje}$ (m)	0,01	0,01	0,02
$\tau_a$ (MPa)	0		
$\tau_m$ (MPa)	122,42	16,57	18,12
$D$ (mm)	20	20	40
$M_{flexor}$ (KNmm)	19,56	4,46	5,76
$\sigma_a$ (MPa)	65,19	14,88	7,20
$\sigma_m$ (MPa)	65,19	14,88	7,20
$\sigma'_a$ (MPa)	65,19	14,88	7,20
$\sigma'_m$ (MPa)	221,83	32,32	32,20
$S_u$ (MPa)	392,3		
$S_e$ (MPa)	169,04	169,04	155,89
$n_{ch}$	1,05	5,87	7,80

$$n_{ch} < n$$

### 8.4.3. Rodamientos

Cada uno de los rodamientos va a soportar cada uno de los ejes de los que consta la caja de cambios, como al igual que los ejes adicionales. Ahora se calcularán tanto los rodamientos de la caja de transmisión como de los rodamientos seleccionados, para evaluar si tanto la vida nominal básica, como la vida nominal de catálogo son las adecuadas para una confiabilidad del 90%

Vida útil de los rodamientos: la vida útil de un rodamiento es el número de ciclos que es capaz de soportar el rodamiento para una determinada carga [39]. El índice básico de carga se define como la carga constante aplicada a los rodamientos con anillos exteriores estáticos que pueden soportar los anillos interiores para un índice de vida de un millón de revoluciones ( $10^6$  revoluciones) [26].

*Selección:*

Son varios factores a destacar en la selección de los rodamientos, el principal es comprender el comportamiento dinámico, este comportamiento significa:

- Fuerzas (magnitud y dirección)
- Temperatura de funcionamiento
- Velocidad límite
- Espacio disponible
- Desalineación
- Precisión y rigidez
- Tipo y método de lubricación
- Vibración

Una vez que es establecido el comportamiento dinámico, se puede seleccionar el tipo y tamaño adecuado de rodamiento de acuerdo a catálogo de fabricante, para este caso se usó la casa de fabricación SKF (Svenska Kullagerfabriken AB)<sup>41</sup>

Como en la presente situación, no se presenta carga axial, los rodamientos a seleccionar son de bolas

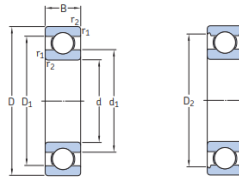
De acuerdo al catálogo, se selecciona el rodamiento 6004 por costo y facilidad de adquisición, de acuerdo al tamaño del eje (20 mm de diámetro, del eje tres)

A continuación, se evaluará si dicho rodamiento soporta las cargas del presente sistema

---

<sup>41</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 90 y página 252

Tabla 59: Selección de rodamiento de bolas SKF<sup>42</sup>.



Dimensiones principales			Capacidad de carga básica		Carga límite de fatiga	Velocidades nominales		Masa	Designación
d	D	B	dinámica C	estática C <sub>0</sub>	P <sub>e</sub>	Velocidad de referencia	Velocidad límite	kg	
mm			kN		kN	r. p. m.			—
12	21	5	1,74	0,915	0,039	70 000	43 000	0,0063	61801
	24	6	2,91	1,46	0,062	67 000	40 000	0,011	61902
	28	8	5,4	2,36	0,1	60 000	38 000	0,021	* 6001
	30	8	5,07	2,36	0,1	60 000	38 000	0,026	16101
	32	10	7,28	3,1	0,132	50 000	32 000	0,037	* 6201
	37	12	10,1	4,15	0,176	45 000	28 000	0,06	* 6301
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802
	28	7	4,36	2,24	0,095	56 000	34 000	0,016	61902
	32	8	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 16002
	32	9	5,85	2,85	0,12	50 000	32 000	0,03	* 6002
	35	11	8,06	3,75	0,16	43 000	28 000	0,045	* 6202
	42	13	11,9	5,4	0,228	38 000	24 000	0,082	* 6302
17	26	5	2,03	1,27	0,054	56 000	34 000	0,0075	61803
	30	7	4,62	2,55	0,108	50 000	32 000	0,016	61903
	35	8	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 16003
	35	10	6,37	3,25	0,137	45 000	28 000	0,038	* 6003
	40	12	9,95	4,75	0,2	38 000	24 000	0,065	* 6203
	40	12	11,4	5,4	0,228	38 000	24 000	0,064	6203 ETN9
20	47	14	14,3	6,55	0,275	34 000	22 000	0,11	* 6303
	62	17	22,9	10,8	0,455	28 000	18 000	0,27	6403
	32	7	4,03	2,32	0,104	45 000	28 000	0,018	61804
	37	9	6,37	3,65	0,156	43 000	26 000	0,037	61904
	42	9	7,28	4,06	0,172	38 000	24 000	0,05	* 16004
	42	12	9,95	5	0,212	38 000	24 000	0,067	* 6004
22	47	14	13,5	6,55	0,28	32 000	20 000	0,11	* 6204
	47	14	15,6	7,65	0,325	32 000	20 000	0,098	6204 ETN9
	52	15	16,8	7,8	0,335	30 000	19 000	0,14	* 6304
	52	15	18,2	9	0,38	30 000	19 000	0,14	6304 ETN9
	72	19	30,7	15	0,64	24 000	15 000	0,41	6404
	50	14	14	7,65	0,325	30 000	19 000	0,11	62/22
	56	16	18,6	9,3	0,39	28 000	18 000	0,18	63/22

La vida nominal básica para una confiabilidad del 90% se calcula con la siguiente ecuación

$$L_{10} = \left( \frac{C}{p} \right)^3 \quad \text{Ec. 57}$$

Dónde:

$L_{10}$  = Índice básico de vida ( $10^6$  revoluciones)

$C$  = Índice básico de carga (KN)

$p$  = Carga del rodamiento (KN)

De la anterior tabla de productos para el rodamiento 6004,  $C=9,95$  KN, aunque el rodamiento soporta la carga total ejercida, la mayor carga es radial, por lo que  $P=F_r=0,16$  KN

$$L_{10} = \left( \frac{9,95 \text{ KN}}{0,16 \text{ KN}} \right)^3$$

<sup>42</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 324

$$L_{10} = 240496 \text{ Millones de revoluciones}$$

En horas de funcionamiento

$$L_{10h} = \left( \frac{10^6}{60 N} \right) L_{10} \quad \text{Ec. 58}$$

$N = \text{Revoluciones maximas (rpm)}$

$$L_{10h} = \left( \frac{100000}{60 (11127,27 \text{rpm})} \right) 240496$$

$$L_{10h} = 360220,13 \text{ horas de funcionamiento}$$

La vida nominal SKF para la confiabilidad del 90% es

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10}$$

Tabla 60: Valores del factor de ajuste de la vida útil  $a_1$ .<sup>43</sup>

Confiabilidad	Probabilidad de falla	Vida nominal SKF	Factor
	n	$L_{nm}$	$a_1$
%	%	millones de revoluciones	–
90	10	$L_{10m}$	1
95	5	$L_{5m}$	0,64
96	4	$L_{4m}$	0,55
97	3	$L_{3m}$	0,47
98	2	$L_{2m}$	0,37
99	1	$L_{1m}$	0,25

Diámetro medio del rodamiento

$$6004 \rightarrow d_m = 0,5(d + D)$$

$$d_m = 0,5(20mm + 42mm) = 31mm$$

<sup>43</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 65

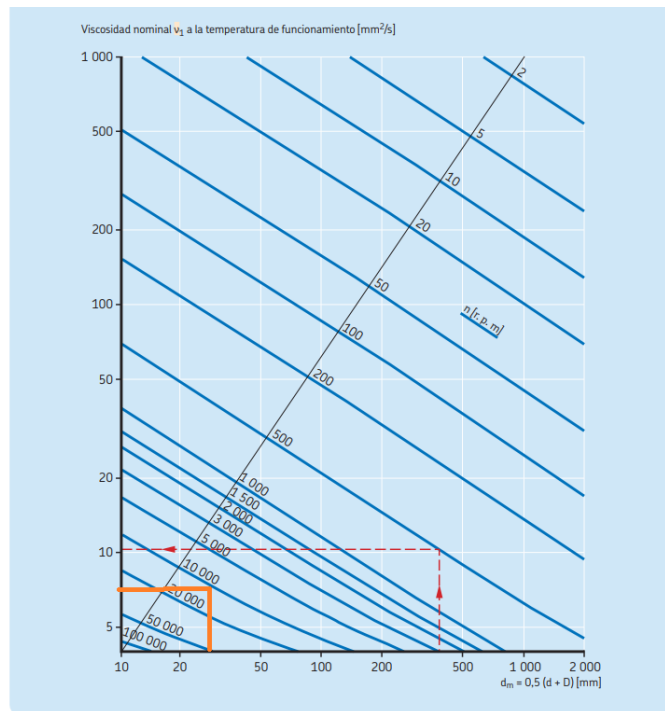


Figura 57: Cálculo de la viscosidad nominal  $v_1$  a la temperatura de funcionamiento<sup>44</sup>

$$v_1 = 7,5 \text{ mm}^2/\text{seg}$$

La viscosidad nominal del aceite a una temperatura de funcionamiento normal ( $v=4 \text{ mm}^2/\text{s}$ )

Para la velocidad de 11127,27 rpm, es

$$k = \frac{v}{v_1} = \frac{4 \text{ mm}^2/\text{seg}}{7,5 \text{ mm}^2/\text{seg}} = 0,26$$

De la tabla de productos

$$\frac{P_u}{p} = \frac{0,212 \text{ KN}}{0,16 \text{ KN}} = 1,325 \text{ KN}$$

<sup>44</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 72

Tabla 61: Valores orientativos para el factor  $n_c$  para distintos niveles de contaminación.<sup>45</sup>

Valores orientativos para el factor $n_c$ para distintos niveles de contaminación		
Condiciones	Factor $n_c$ <sup>1)</sup>	
	para rodamientos con diámetro medio $d_{im} < 100$ mm	$d_{im} \geq 100$ mm
<b>Limpieza extrema</b> • tamaño de las partículas aproximadamente igual al espesor de la película de lubricante • condiciones típicas: laboratorio	1	1
<b>Gran limpieza</b> • aceite lubricante con filtración muy fina • condiciones típicas: rodamientos sellados lubricados con grasa de por vida	0,8 ... 0,6	0,9 ... 0,8
<b>Limpieza normal</b> • aceite lubricante con filtración fina • condiciones típicas: rodamientos con placas de protección lubricados con grasa de por vida	0,6 ... 0,5	0,8 ... 0,6
<b>Contaminación ligera</b> • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste y leve ingreso de contaminantes	0,5 ... 0,3	0,6 ... 0,4
<b>Contaminación típica</b> • condiciones típicas: rodamientos sin sello integral, filtrado grueso, partículas de desgaste e ingreso de partículas desde el exterior	0,3 ... 0,1	0,4 ... 0,2
<b>Contaminación severa</b> • condiciones típicas: altos niveles de contaminación debido a desgaste excesivo o sellos ineficaces • disposición de los rodamientos con sellos ineficaces o dañados	0,1 ... 0	0,1 ... 0
<b>Contaminación muy severa</b> • condiciones típicas: niveles de contaminación tan graves que los valores de $n_c$ están fuera de escala, lo que reduce significativamente la vida útil del rodamiento	0	0

<sup>1)</sup> La escala para  $n_c$  se refiere solo a contaminantes sólidos típicos. No se incluyen contaminantes como el agua u otros fluidos perjudiciales para la vida del rodamiento. Debido al fuerte desgaste abrasivo en entornos altamente contaminados ( $n_c = 0$ ), la vida útil de un rodamiento puede ser significativamente inferior a la vida nominal.

De acuerdo a las condiciones del sistema de gran limpieza y el diámetro medio menor a 100 mm, por tanto

$$n_c = 0,8$$

$$n_c \left( \frac{P_u}{P} \right) = 0,8 \left( \frac{0,212 \text{ KN}}{0,16 \text{ KN}} \right) = 1,06$$

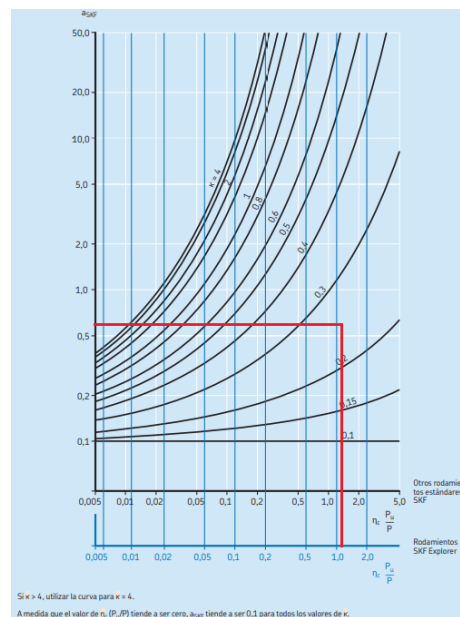


Figura 58: Factor aSKF para los rodamientos radiales de bolas<sup>46</sup>

<sup>45</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 74

<sup>46</sup> Extraído de catálogo de selección SKF "Rolling-bearings", ejemplo de selección página 66



$$a_{SKF} = 0,63$$

Ecuación de vida nominal SKF

$$L_{10m} = a_1 a_{SKF} L_{10} \quad Ec. 59$$

$$L_{10m} = 1 * 0.63 * 240496$$

$$L_{10m} = 151512,48 \text{ Millones de revoluciones}$$

En horas de funcionamiento

$$L_{10mh} = \left( \frac{10^6}{60 N} \right) L_{10m}$$

$N = \text{Revoluciones maximas (rpm)}$

$$L_{10mh} = \left( \frac{100000}{60 (11127,27rpm)} \right) 151512,48$$

$$L_{10mh} = 226938,6 \text{ horas de funcionamiento}$$

Siendo así, una correcta selección de rodamiento

#### 8.4.4. Lubricante

El propósito de la lubricación es interponer un agente lubricador entre dos elementos en contacto con un determinado movimiento relativo. Este lubricante tiene como objetivo reducir el rozamiento y la temperatura de los elementos en contacto. [32]

El refrigerante que se utiliza en esta caja de cambios es el reductor. Se emplea generalmente en los casos en que hay movimientos rápidos de rotación y facilidad de reposición de lubricante y siempre que se deseen efectos refrigerantes, como puede llegar a ser el caso.

La caja de transmisión y la caja reductora, se encontrarán llenas de aceite para favorecer o eliminar el agarrotamiento, el rozamiento y/o el calentamiento de las piezas. [26]

Para hallar el grado SAE de este aceite, se parte del diámetro medio del eje de salida que es de 30 [mm] y de la temperatura de funcionamiento. No se tendrá combustión adentro de la caja, lo cual no existirán transferencias de calor hacia los engranajes que suban la temperatura en la operación, sin embargo, se asumirá una temperatura de operación de 90° a 100°C. [26] Tomando base el rodamiento 6206 del eje 4 se tiene las siguientes características:

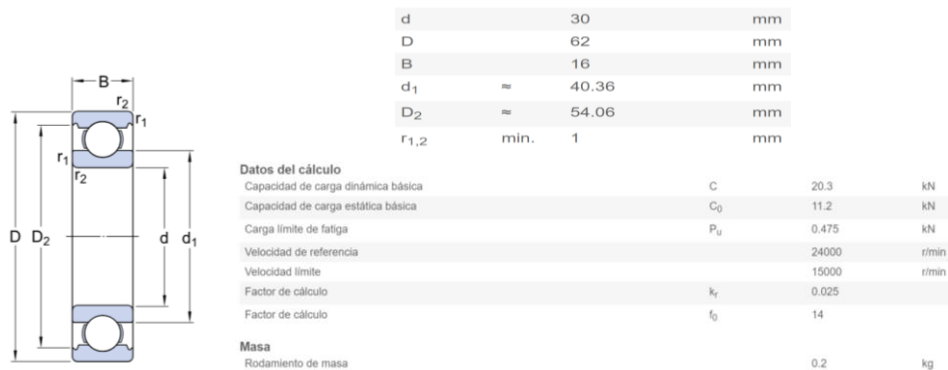


Figura 59: Características del rodamiento 6204<sup>47</sup>

Con la información expuesta se procede a calcular el diámetro medio (Ec.49)

$$dm = \frac{(30 + 62)}{2} = 46 \text{ mm} \quad (\text{Ec. 60})$$

A estos datos hay que sumarles la velocidad angular del eje que es de 3600 rpm. A continuación, se consulta en la siguiente tabla:

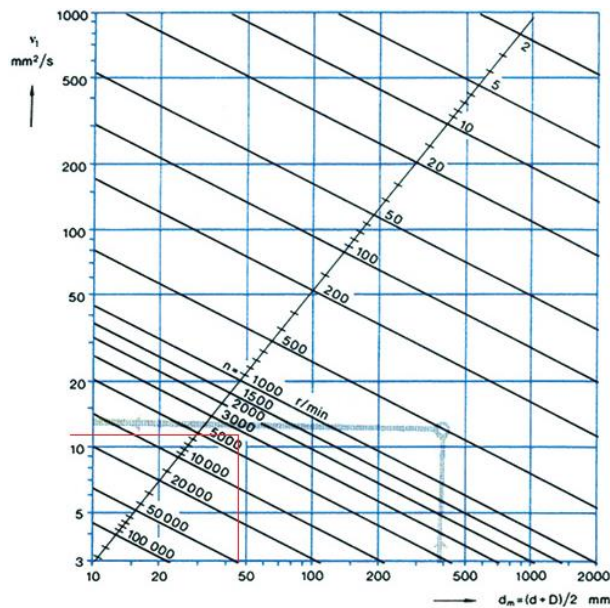


Figura 60: Cálculo de la viscosidad nominal \$v\_1\$ a la temperatura de funcionamiento<sup>48</sup>

<sup>47</sup> Extraído de la página web SKF

<sup>48</sup> Cálculo de la viscosidad nominal \$v\_1\$ a la temperatura de funcionamiento

Y se obtiene que la viscosidad en  $\text{mm}^2/\text{s}$  sea aproximadamente de:

$$v = 12 \frac{\text{mm}^2}{\text{seg}} = 12 \text{ cst}$$

Para hallar su viscosidad absoluta, se debe hallar la densidad a la temperatura de trabajo:

$$\rho = \rho_{15,6^\circ} - 0.00063 * (T - 15,6)$$

$$\rho_{15,6^\circ} = 0,89 + (0,86 - 0,9) = 0,85 \text{ g/cm}^3$$

$$\rho = 0,85 - 0.00063 * (100 - 15,6) = 0,79 \text{ g/cm}^3$$

La viscosidad absoluta es:

$$\mu = \rho * v \quad \text{Ec. 61}$$

$$\mu = 0,79 * 12 = 9,56 \text{ mPa} * \text{seg}$$

Se consulta la siguiente tabla:

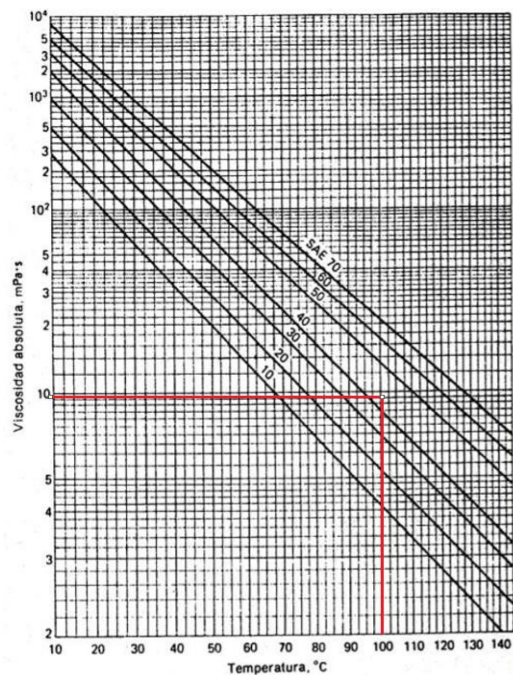


Figura 61: Viscosidad absoluta en función de la temperatura<sup>49</sup>

El lubricante necesario en grados SAE será:

$$SAE - 40 \text{ o } SAE - 50$$

<sup>49</sup> Extraído de <https://www.bolido.com/2012/02/tecnobolido-la-nomenclatura-de-aceites-y-lubricantes/>

Los lubricantes monogrado han ido perdiendo mercado en el sector de los motores debido a la limitada capacidad de adaptación que poseen ante cambios de temperatura notables, estos lubricantes se caracterizan por mantener un grado de viscosidad fijo, esto no quiere decir que no varíe en función de la temperatura. Es necesario seleccionar un lubricante multigrado el cual supla las necesidades de funcionamiento en frío y en caliente. [37].

Teniendo en cuenta que el sistema de transmisión se usará en la zona de Bogotá en donde las temperaturas mínimas nunca sobrepasan los  $-5^{\circ}/-10^{\circ}\text{C}$ , se muestra a continuación una tabla para la selección del lubricante para trabajo en frío.

Tabla 62: Clasificación por Viscosidad SAE<sup>50</sup>

GRADOS SAE	TEMPERATURA MÍNIMA DE UTILIZACIÓN	VISCOSIDAD CINEMÉTICA cSt @ 100° C	VISCOSIDAD A 100° C
0 W	- 30° C	3,8	
5 W	- 25° C	3,8	
10 W	- 20° C	4,1	
15 W	- 15° C	5,6	
20 W	- 10° C	5,6	
25 W	- 5° C	9,3	
20		5,6 – 9,3	Fluido
30		9,3 – 12,5	Semifluido
40		12,5 – 16,3	Semifluido
50		16,3 – 21,9	Espeso

Se selecciona el lubricante:

**SAE – 20W50**

Con dicho lubricante se asegura el funcionamiento óptimo en las dos cajas de transmisión trabajando a temperaturas altas y bajas.

De acuerdo con la información y cálculos obtenidos se comprueba que los elementos mecánicos enunciados cumplen con los requerimientos de uso y operación, a continuación, se muestra la modelación de las piezas por medio de software CAD mostrando los posibles diseños y especificaciones para diferentes motores.

<sup>50</sup> Extraído de <http://www.stcolombia.com/portal/preguntas-tnicas-de-inters-general/47716-aceite-automotriz-2015-lo-que-se-debe-saber-sae-clasificacin.html>

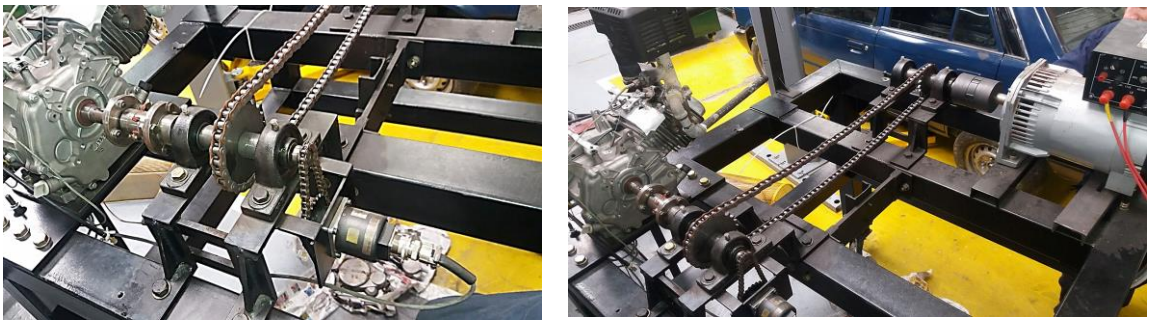
## 9. MODELACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN

La modelación de los elementos se realizó mediante SOLIDWORKS dibujando los componentes de la caja de transmisión de la HONDA XL200 y elementos externos al sistema que posteriormente se ensamblaran en conjunto.

Para la modelación del sistema de transmisión se tuvo en cuenta lo siguiente:

- Potencia de motor y régimen de giro.
- Dimensiones de la caja, elementos mecánicos y sistemas externos.
- Altura de ejes en MCI con respecto a los fabricantes.
- Especificaciones del cliente directo.

A continuación, se expone la transmisión mecánica (piñón-cadena) del banco de pruebas.



*Figura 62: Transmisión mecánica piñón-cadena soportada por chumaceras, autores*

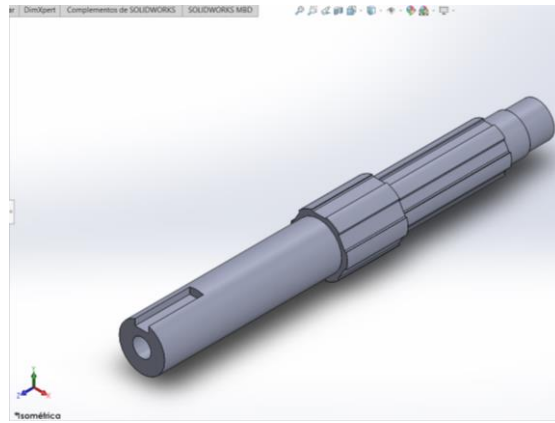
Como primera modelación se expondrá la caja de cambios adquirida para la visualización de diseño final en la base del banco de pruebas.

### ***Elementos de la caja de transmisión HONDA XL200®***

Los elementos de la caja de transmisión se enuncian a continuación:

- **Eje primario**

Este eje se sostiene por medio de las carcasas centrales del motor; carcasa de embrague y carcasa de transmisión) este se apoya a través de rodamientos. Se montan sobre el eje los 5 engranajes.



*Figura 63: Eje primario caja de cambios, autores*

- **Eje secundario**

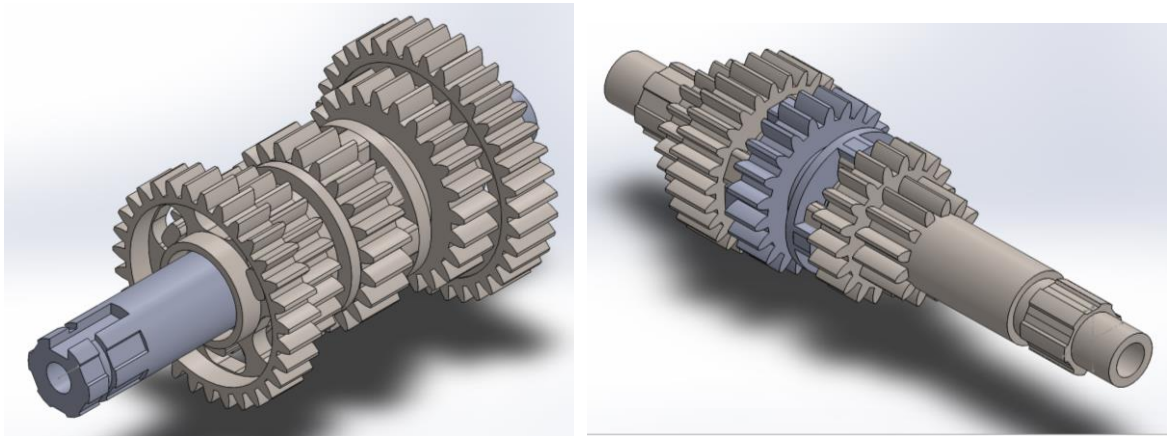
Al igual que el eje primario este se sostiene por las carcasas centrales del motor, se montan sobre los 5 engranajes de cada cambio.



*Figura 64: Eje secundario caja de cambios, autores*

- **Engranajes**

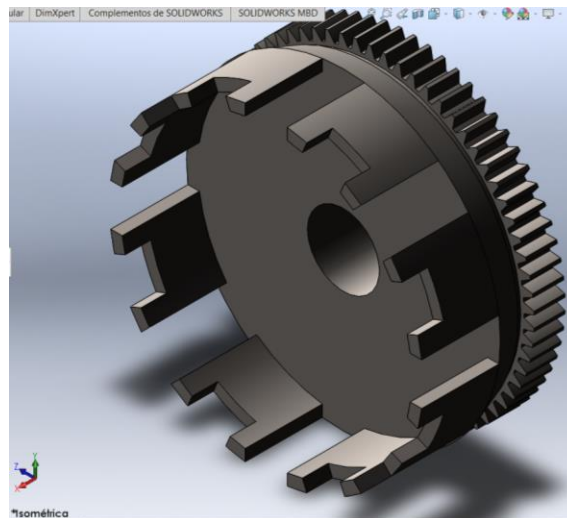
El movimiento inicial o de entrada lo provoca el eje primario el cual gira solidariamente con el MCI, En ambos ejes existen dos tipos de engranajes, los primeros son a su vez piñones y sincronizadores, que giran solidarios al eje sobre el que van montados, y los segundos, son engranajes locos, es decir giran libremente.



*Figura 65: Engranajes montados en sus respectivos ejes, autores*

## **Embrague**

El embrague se sostiene en la carcasa del embrague apoyado sobre un rodamiento este se ensambla en conjunto con el eje secundario de la caja de transmisión este dispositivo permite los cambios de relación entre los engranajes del sistema en este caso particular cuando el MCI se apaga.



*Figura 66: Corona de embrague con su respectivo engranaje, autores*

- **Carcasas del motor de la motocicleta**

Encargadas de soportar en su interior todos los elementos mecánicos que componen la transmisión, Es modelado como caja negra ya que contiene detalles que presentan dificultad al modelar, pero mantiene la posición concéntrica de los agujeros y las geometrías de referencia del fabricante.



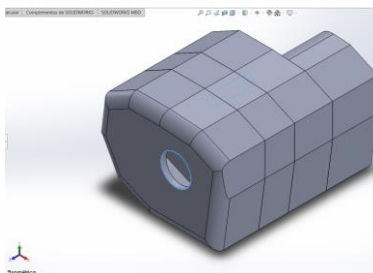


Figura 67: Carcasas de la caja de transmisión, autores

## Detalles de modelación y diseño de piezas.

Se realizó una investigación respecto a la altura de los ejes en motores estacionarios arrojando una estandarización de acuerdo a una potencia de trabajo y el fabricante, dichas alturas fueron comparadas en 2 fabricantes distintos para la modelación y diseño de las sujeciones que permitan la adecuación de diferentes motores al banco de pruebas, a continuación se muestran los datos obtenidos de motores KOHLER® y HONDA® [40]

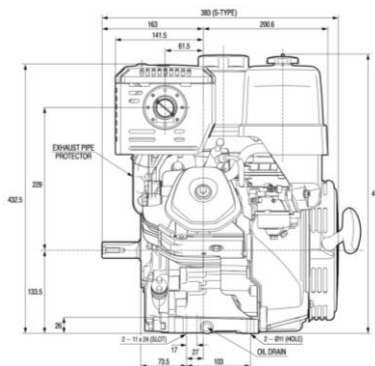


Figura 68: Dimensiones de motores Honda<sup>51</sup>

Tabla 63: Alturas de ejes según los fabricantes<sup>52</sup>

FABRICANTE	REFERENCIA	POTENCIA	ALTURA [mm]
HONDA	GX 120	2,6 KW	106
	GX 160	3,6 KW	106
	GX 200	4,3 KW	106
	GX 240	5,9 KW	133,5
	GX 270	6,3 KW	133,5
	IGX 270	6,3 KW	133,5
	GX 340	8,0 KW	133,5
	GX 390	8,7 KW	133,5
	IGX 390	8,7 KW	133,5
KOLHER	KD 225		130
	KD 350	6,7 HP	133,5
	KD 400	9,8 HP	155
	KD 420	9,8 HP	155
	KD 440	10,3 HP	155
	MAGNUM(M8,M10,M12,M14,M16)		120

<sup>51</sup> Extraído de casa de fabricación HONDA® oficial

<sup>52</sup> Imagen del motor extraída de características del motor igx390 manuales de honda® oficial



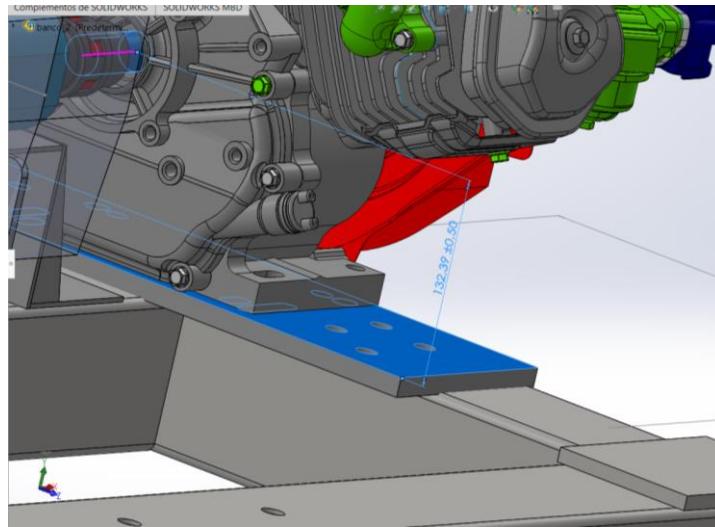


Figura 69: Altura del eje respecto a su base en el MCI, autores

El rango entre alturas oscila entre los 106 a 155 [mm] en potencias de 2,6 KW a 10 KW tomando el valor máximo como 133,5 [mm]. Los planos de fabricación se encuentran en el apartado de anexos de tal manera observar a más detalle las piezas que componen el ensamble del producto final.

### ***Elementos externos a la caja de transmisión***

- **Base sujeción a caja de transmisión:**

Se diseñó bajo el parámetro de alturas de los ejes de tal manera que permitiera el acople de múltiples MCI a la transmisión.

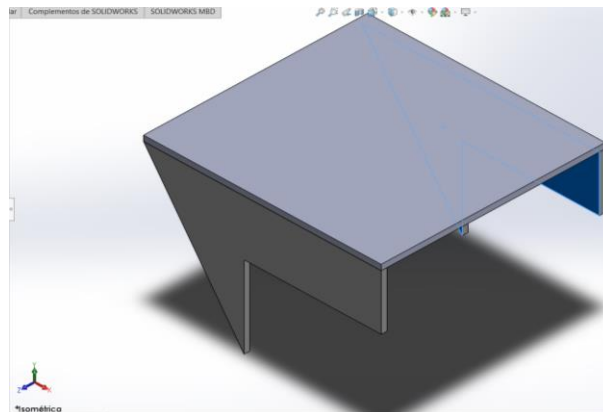
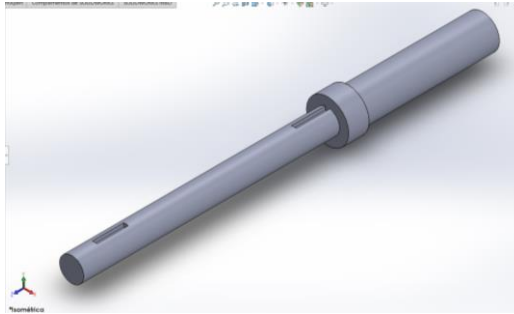


Figura 70: Base sujeción a caja de transmisión, autores

- **Eje tres:**

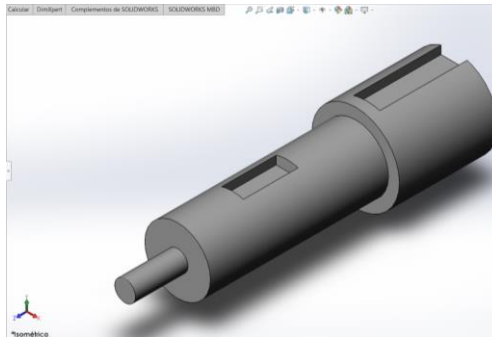
Es el encargado de transmitir el movimiento de la caja de transmisión a la caja externa es diseñado como reemplazo de cigüeñal de la motocicleta.



*Figura 71: Eje tres con su respectiva sección para engranaje 22T, autores*

- **Eje cuatro:**

Es el encargado de transmitir la potencia final al generador se apoya sobre la caja externa de transmisión.



*Figura 72: Eje cuatro con engranaje de reducción final 68T, autores*

- **Sujeción a la caja externa de transmisión:**

Funciona para darle base, estabilidad y sujeción a la caja externa de transmisión.

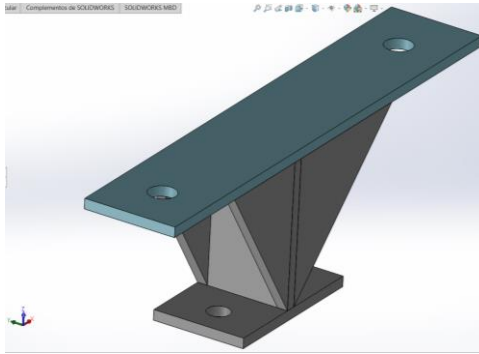


Figura 73: Base - sujeción a caja externa de transmisión, autores

- **Caja externa de transmisión**

Funciona como caja reductora debido al rango de RPM de salida de la caja de transmisión, se soportan los ejes 3 y 4 para el movimiento final, también funciona como carter en el cual los engranajes se lubrican por salpicadura.

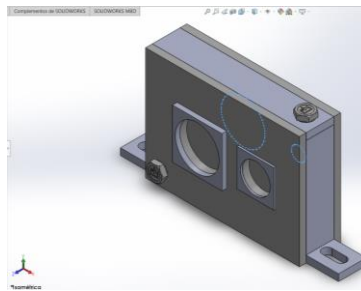


Figura 74: Caja externa de transmisión, autores

- **Pie amigo del generador**

Funciona para sujetar el generador eléctrico a la base estructural del banco de pruebas.

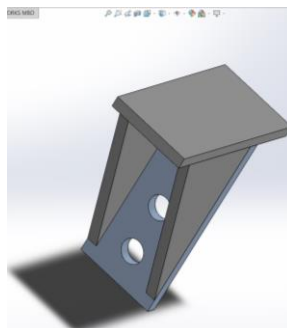


Figura 75: Pie amigo en la base del generador, autores

- **Base de encoder**

Sirve para la sujeción del encoder, se ubica en la parte superior de la caja externa de transmisión.

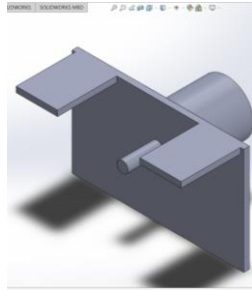


Figura 76: Base de sujeción encoder, autores

- **Generador:**

Encargado de recibir el movimiento final, transforma la energía mecánica en energía eléctrica para uso convencional, opera a 3600 RPM.

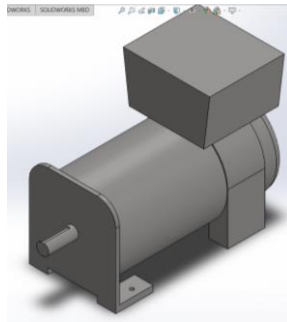


Figura 77: Ilustración 85: Generador eléctrico<sup>53</sup>

- **Motor**

Maquina motriz a combustión interna a 10 kW que impulsa todo el sistema.

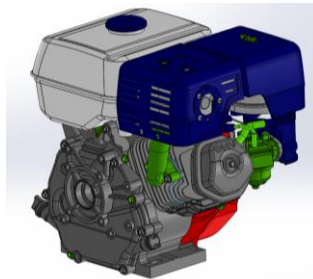


Figura 78: Motor de combustión interna (MCI) GX240-270<sup>54</sup>

---

<sup>53</sup> Extraído de <https://grabcad.com/library/tag/generator>

<sup>54</sup> Extraído de <https://www.3dcadbrowser.com/>

- **Torquimetro**

Dispositivo capaz de realizar mediciones del torque experimental en las maquinas motrices.

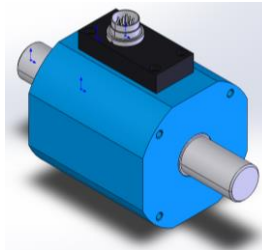


Figura 79: Torquimetro Kistler 4520A a 100Nm<sup>55</sup>

- **Ensamble general**

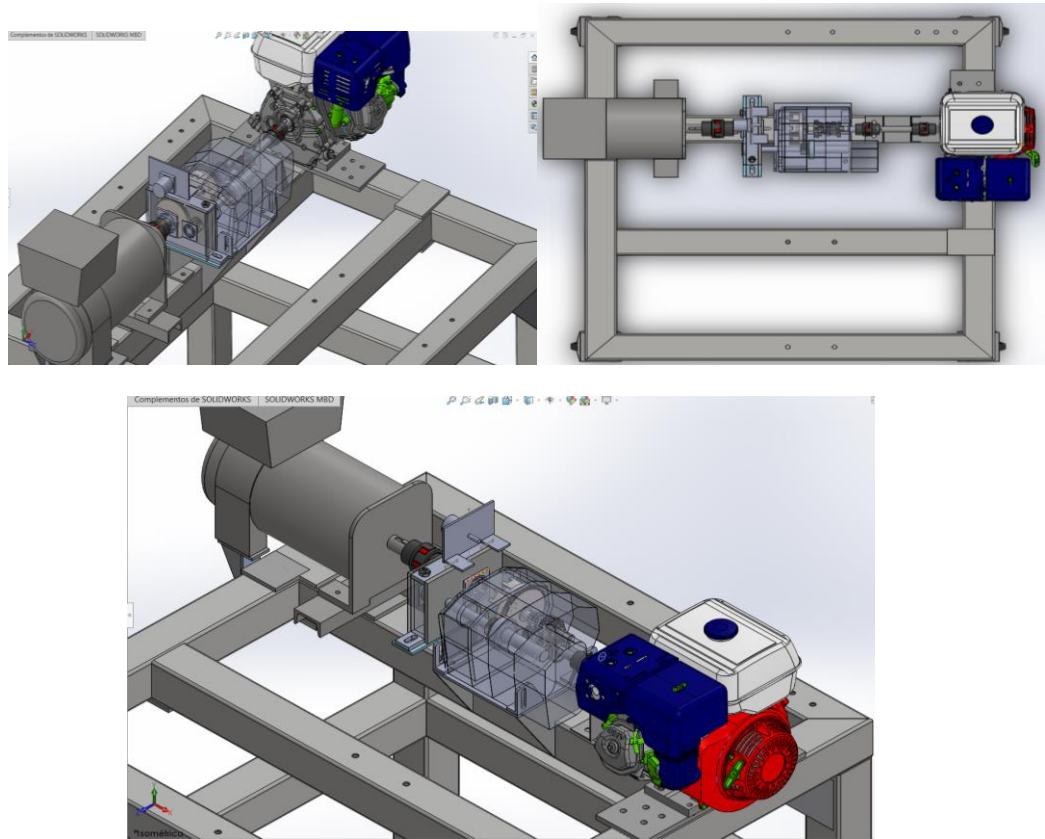


Figura 80: Ensamble general del sistema de transmisión mecánica en el banco de pruebas para MCI, autores.

En el apartado de anexos se expondrán los pre-diseños de la transmisión mecánica.

---

<sup>55</sup> Extraído de casa de fabricación Kistler oficial

## 10. INSTALACIÓN DEL SISTEMA DE TRANSMISIÓN EN EL BANCO DE PRUEBAS

El proceso de instalación del sistema de transmisión se compone de los siguientes pasos:

### a. Desmontaje del sistema de transmisión piñón-cadena:

Es necesario desmontar todos los sistemas que componen dicha transmisión piñón cadena para la adecuación del sistema por engranajes.



Figura 81: Vista general del desmontaje, autores

Como se evidencia en las imágenes la desalineación de los ejes en dicho montaje reduce la vida útil de los acoples.

### b. Ubicación de la caja de transmisión:

Como paso principal al montaje es necesario realizar la ubicación pertinente de la caja de transmisión de acuerdo a los planos y al montaje plasmado en solidworks:

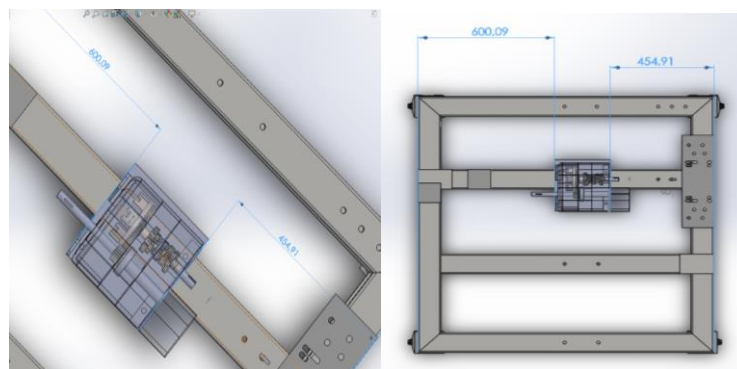
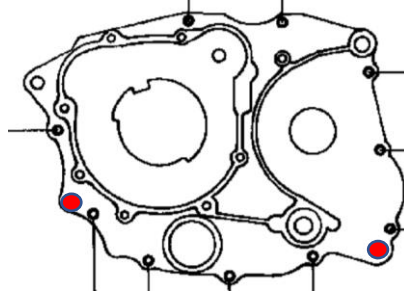


Figura 82: Ubicación del montaje en solidworks, autores

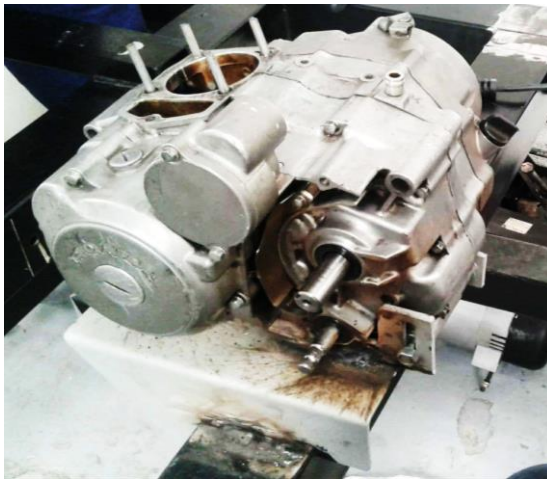
Se obtuvieron inconvenientes a la hora de ajustar la caja en la base de sujeción ya que esta no estaba modelada de acuerdo a la caja de transmisión verdadera. Para

la solución de montaje se efectuó una modificación a las orejas de sujeción de la caja para darles la forma correcta de ajuste en los puntos (rojos) que se muestran a continuación.



*Figura 83: Puntos de ajuste caja de transmisión Honda XL200<sup>56</sup>*

Ya que la caja de transmisión no mantiene una forma plana en su base fue necesario realizar un agujero en la base de sujeción para que la caja se sentara uniformemente manteniendo la concentricidad correcta para el ajuste hacia la caja externa. Para la unión de las orejas a la base de sujeción y la unión a la base estructural se realiza proceso soldadura TIG con electrodo E6013.



*Figura 84: Montaje de la caja de transmisión a la estructura del banco, autores*

### **c. Acoplamiento de cajas de transmisión**

Una vez realizado este montaje se procede la alineación y acople de la caja de transmisión a la caja reductora, Se realizó un desbaste con lijas para los dientes de

---

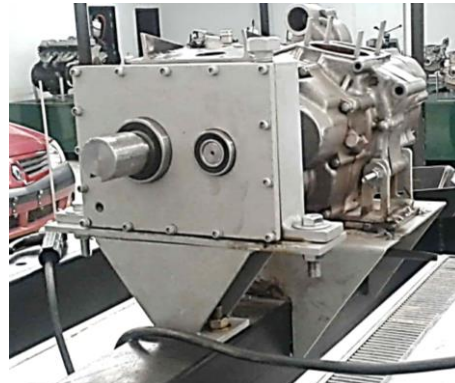
<sup>56</sup> Extraído de cada de fabricación Honda oficial



los engranajes debido a la rebaba de fabricación que se obtuvo al mecanizar. También se lijaron los diámetros donde van apoyados los rodamientos para un ajuste más suave entre los ejes y engranajes. A continuación, se expone el montaje de estas dos cajas:

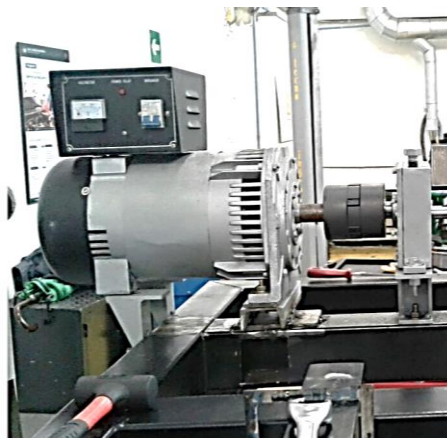


*Figura 85: Montaje de la caja reductora respecto a la caja de transmisión, autores*



*Figura 86: Montaje de la caja reductora respecto a la caja de transmisión, segunda vista, autores*

Como siguiente paso se acopla el generador al eje de salida como se muestra a continuación:



*Figura 87: Figura montaje del generador en el banco de pruebas, autores*



Se perforo la base del banco para atornillar respectivamente los pie amigo del generador y la de los dos pie amigos generador.



*Figura 88: Transmisión con palanca y manigueta en el montaje, autores*

Como paso final, se coloca tanto la manigueta y la palanca, para la función de embrague y cambio respectivamente. Con esto finaliza el montaje de la transmisión mecánica.

## **11. CONCLUSIONES**

Se logra diseñar y verificar la transmisión mecánica del banco de pruebas para motores de 3,5 a 15 hp cumpliendo con los factores de seguridad óptimos para su operación, cabe tener en cuenta que la casa de la calidad QFD permitió definir y seleccionar las ventajas y desventajas entre los sistemas de transmisión existentes acomodándose a las necesidades del banco de pruebas.

Respondiendo la pregunta de investigación se tuvieron en cuenta variables de diseño como la potencia, velocidad angular, cargas aplicadas, geometría de piezas, material de fabricación, tolerancias de ajuste y dimensionamiento del espacio estructural en el banco de pruebas.

Se concluye que el enfoque de marco lógico es un método apropiado para la formulación ordenada del proyecto basado en la planeación óptima que permite organizar los diferentes aspectos y verlas como una situación mejora hacia el problema. De esta manera tomar mejores decisiones para cumplir metas y objetivos propuestos.

Según el montaje de la transmisión mecánica en el banco de pruebas es posible a futuro el desarrollo de nuevos proyectos y montajes que se basen en el estudio de motores a combustión interna en áreas como: emisiones, potencia al freno, combustión, emisiones y material particulado.

La implementación de la transmisión de potencia e instrumentos externos como torquimetro y encoder permiten la creación de curvas de desempeño del motor a niveles variables de RPM. Además, involucra el aspecto académico e investigativo que promueve el conocimiento práctico de los estudiantes de Ingeniería Mecánica, profundización de conceptos teóricos vistos en las clases y el desarrollo de investigación en las áreas de estudio ya nombradas.

En el proceso de diseño se tuvieron en cuenta la mayoría de áreas de la carrera ingeniería mecánica respecto a ello se tomaron la decisiones pertinentes para los diseños que componen el producto final tomando en cuenta las fuentes de información y autores .se asegura la fiabilidad y el uso confiable de los elementos estipulados en el diseño presentado .teniendo en cuenta los resultados teóricos se asegura que el diseño presentado no fallara y cumplirá las exigencias y parámetros para la cual fue construido.

## **12. RECOMENDACIONES**

- Desarrollar e implementar guías de trabajo experimental que permitan al estudiante libertador fortalecer el proceso de formación en las áreas que requiera el uso de operación de la transmisión y el banco de pruebas en general.
- Realizar programas de mantenimiento adecuados a los motores que se pondrán a prueba en el banco para conservar sus características ideales de funcionamiento.
- Verificar la posición neutra en la caja y valor de RPM para el encendido de motores, es muy importante corroborar la relación de transmisión respecto a los RPM del motor ya que una mala sincronización supondría un mayor desgaste y un mantenimiento más exhaustivo en las piezas que componen la transmisión.
- Se recomienda no exceder una potencia de 15 hp en MCI estacionarios para el estudio en el acople de la transmisión de potencia.
- Se recomienda medir el nivel de aceite en las cajas antes de su funcionamiento.

### 13. PRESUPUESTO EJECUCIÓN DEL PROYECTO

El presupuesto del proyecto incluye los costos de equipos, piezas a fabricar para la operación del banco de pruebas. Se presentará todos los ítems de equipos y componentes del banco de pruebas que

Fueron ya mencionados, tendremos en cuenta la cotización de la empresa la cual va a fabricar los elementos diseñados.

*Tabla 64: Costos proyecto, autores.*

COSTOS			
Descripcion	Cantidad	Precio (COP)	Total (COP)
Caja de transmisión HONDA XL200	1	300000	300000
Empaques	1	20000	20000
CAJA REDUCTORA			
Engranaje Generador	1	96000	96000
Engranaje Eje Largo	1	65000	65000
Placa Lateral	2	25000	50000
Placa Delantera	1	45000	45000
Placa Inferior	1	30000	30000
Placa Superior	1	25000	25000
Placa Trasera	1	35000	35000
CHAVETAS			
Engranaje Generador	1	1000	1000
Engranaje Eje Largo	1	1000	1000
EJES			
Eje Generador	1	150000	150000
Eje Caja	1	240000	240000
Eje Torquimetro	1	100000	100000
Eje Modificado	1	50000	50000
PIE AMIGO GENERADOR			
Placa Frontal	2	30000	60000
Placa Superior	2	15000	30000
Triangulos	4	10000	40000
SUJECIÓN CAJA DE REDUCCION			
Base	1	40000	40000
Placa Frontal	1	35000	35000
Placa Superior	1	30000	30000
Triangulos Largos	2	15000	30000
Triangulos Pequeños	2	10000	20000
SUJECIÓN CAJA			
Base Lateral	1	35000	35000
Placa Frontal	1	60000	60000
Triangulos	2	20000	40000
Orejas	4	15000	60000
SUJECIÓN TORQUIMETRO			
Base	1	10000	10000
Base Torquimetro	1	12000	12000
Placa Frontal	2	10000	20000
Placa Superior	1	15000	15000
Triangulos	3	8000	24000
TOTAL COSTOS (COP)			1769000

## BIBLIOGRAFÍA

- [1] MANUEL BUDEGUER, JORGE BUSTOS, JOGE LOPEZ, Tesis de grado, LOS BANCOS DE PRUEBA PARA MOTORES, *Facultad de Ciencias exactas y tecnología, Universidad Nacional de Tucumán*.
- [2] NICOLAS MEJIA LOTERO, SEBASTIAN GARCIA CEBALLOS, (2008) Tesis de grado, *Diseño y construcción de un banco de pruebas para un motor de combustión interna de Renault twingo*, Escuela de ingeniería mecánica, Medellín
- [3] DIETSCHKE, K. AND KLINGEBIEL, M. (2005). *Bosch, manual de la técnica del automóvil*. Plochingen: Robert Bosch.
- [4] MAKINA ETA MTORE TERMIKOETAKO SAILA. (2015), Departamento y Motores térmicos. Escuela Universitaria Politécnica de Donostia: San Sebastián
- [5] ALEJANDRO GONZALEZ LEON, MIGUEL ANTONIO TEJADA VIVAS, (2006) Tesis de grado, *Diseño de un banco de pruebas para unos motores de automóviles*, Universidad Simón Bolívar Sartenejas
- [6] RODRÍGUEZ PRIETO, J. (2017). *DISEÑO MECÁNICO*, UNIVERSIDAD DE LOS ANDES COLOMBIA
- [7] CAMPBELL, K.L.I.; GARFORTH, C.; HEFFERNAN, C.; MORTON, J.; PATERSON, R.; RYMER, C.; UPTON, M. (2006): the problem tree. analysis of the causes and effects of problems. the problem tree. analysis of the causes and effects of problems
- [8] ESPINOZA ZAMBRANO JUAN FRANCISCO, TORRES MALDONADO MARIO JAVIER, (2015), Tesis de grado, formulación de un proyecto para la implementación de un banco de pruebas de motores de combustión interna en la fimcp-espol, Escuela superior politécnica del litoral, Guayaquil-Ecuador
- [9] EDGAR DE JESUS GALVEZ SANDOVAL, (2013) Tesis de grado, *Diseño de un banco de pruebas para motores de combustión interna*, Universidad San Carlos de Guatemala, Guatemala
- [10] SAN ZAPATA JORGE F. (2013), *Diseño en ingeniería mecánicas*. 1st Ed
- [11] FERRER RUIZ, J. (2008). *Sistemas de transmisión y frenado*. Pozuelo de Alarcón, Madrid: Editex.
- [12] MOTT, R. (2006). *Diseño de elementos de máquinas*. México: Pearson education.
- [13] BUSTOS LINARES KEVIN, ALMEYDA CELIS OSCAR, (18 DE SEPTIEMBRE 2018). Me canica de sólidos, Transmisión por cadenas .Recuperado de: <https://prezi.com/xgmidzu1iaco/transmision-por-cadenas/> [22 marzo 2018]
- [14] MEZZANOTTE, J. (2007). *COMO FUNCIONAN LAS POLEAS*. MILWAUKEE, WI: WEEKLY READER EARLY LEARNING LIBRARY.
- [15] MANUEL TORRES BUA. (2014). mecanismos en un paquete de contenidos que forman parte de una secuencia didáctica. 17/05/2018, de tecnología de proyectos sitio web: <https://www.edu.xunta.es/espazoabalar/sites/espazoabalar/files/datos/1464947673/contido/crditos.html>

- [16] CESAR RUIZ Transmisión por correas. (n.d.). 2nd ed. [ebook] elementos de máquinas, pp.5-15. Recuperado de: <http://files.cesarruiz.webnode.com.co/200000095-1e5b7204f2/transmisionporcorreas.pdf> [17 mayo 2018].
- [17] FLORES GARCIA, J. Sistema de transmisión mecánica. Licenciatura. Universidad Mayor de San Andrés.
- [18] PEINADO MARTINES, Y. (2016). Clasificación de engranajes, <https://www.mindmeister.com/es/718337408/clasificaci-n-de-engranajes> [21 febrero 2018]
- [19] BENÍTEZ HERNÁNDEZ, L. (2011). *ENGRANAJES*. BOGOTÁ: UNIVERSIDAD NACIONAL DE COLOMBIA, FACULTAD DE INGENIERÍA, DEPARTAMENTO DE INGENIERÍA MECÁNICA Y MECATRÓNICA
- [20] LENT, D. (2003). *ANÁLISIS Y PROYECTO DE MECANISMOS*. BARCELONA: REVERTÉ
- [21] TEKMAIC, S.A. (2013), Embragues mecánicos, simples y dobles, campanas y patines, Embrague.
- [22] NIETO, C., LOPEZ, R. and GALVIS, O. (n.d.). *Metalmecánica, Montaje y alineación de acoplamientos*. 9<sup>th</sup> ed. Bogota. Disponible en: <http://campusvirtual.edu.uy/archivos/mecanica-general/curso%20operador%20de%20mantenimiento%20mecanico%20industrial/9%20montaje%20y%20alineacion%20de%20acoplamientos.pdf> [9 octubre 2017].
- [23] JOSÉ ANTONIO PÉREZ GALERA (s.f.). Retenes de Aceite [Doc.]
- [24] ROBERT L. MOTT. (2006), Diseño de elementos de máquinas, cuarta edición, Pearson
- [25] SHIGLEY, J. AND MISCHKE, C. (2005). *Diseño en ingeniería mecánica*. 8th ed. México: McGraw-Hill.
- [26] LOPEZ MATIAS, J. (2015). *Cálculo y análisis de la caja de cambios y elementos de transmisión de una motocicleta*. Tesis. Escuela Técnica superior ingeniería industrial Béjar.
- [27] VANEGAS, Libardo V. *Diseño de Elementos de Máquinas*. Editorial UTP, Pereira (2011).
- [28] NAVARRENSIS, U. (2004). Cargas variables. Capítulo 4 Obtenido de [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/assignaturas/DyCDM/DyCDM\\_Cap4.pdf](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/assignaturas/DyCDM/DyCDM_Cap4.pdf) [8 noviembre 2017]
- [29] ORLOV, P. *Ingeniería de Diseño*. 2 ed. Moscú. Editorial Mir, 1975. P.297]
- [30] ARAQUE DE LOS RIOS, O. and CABELLO ERAS, J. (2006). *Estudio sobre la resistencia y rigidez de ejes huecos*. In: Scientia ET Technica Año XI, 30th ed. Cuba-Bogota, pp.221-222.

- [31] Pilkey, W. and Pilkey, D. (2008). *Peterson's Stress Concentration Factors*, third Edition. 3rd ed. Estados Unidos: John Wiley & Sons.
- [32] GARCIA, R. (2018). *Teoría de Lubricantes (Tribología) - Ingeniero Marino*. [online] Ingeniero Marino. Available at: <https://ingenieromarinero.com/lubricantes-tribologia/> [22 Mayo 2018].
- [33] DIAZ DEL CASTILLO, F. (2013). Engranajes: Historia fabricación y fallas (Departamento de Ingeniería). Universidad Nacional Autónoma de México.
- [34] BADIOLA. (2004). documentación de elementos de máquinas [blog]. Ingeniería Mecánica aplicada y computacional, retrieved from [http://www.imac.unavarra.es/web\\_imac/pages/docencia/asignaturas/emyv\\_documentacion.html](http://www.imac.unavarra.es/web_imac/pages/docencia/asignaturas/emyv_documentacion.html) [12 abril 2018]
- [35] UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID. (2002). Chavetas y acanalados, Diseño II. Presentation, Madrid, España.
- [36] NORTON, ROBERT. (2011). *Diseño de máquinas un enfoque integrado, cuarta edición*. Naucalpan de Juárez: Pearson education.
- [37] ROBERTO, G. (2018). *Teoría de Lubricantes* [Blog "Ingeniero marino"]. Escuela técnica superior de náutica y máquinas. Retrieved from <https://ingenieromarinero.com/lubricantes-tribologia/> [28 febrero 2018]
- [38] PÉREZ GONZÁLEZ, A. (2014). Cálculo resistente de chavetas [Blog "Mecapedia"]. Universidad Jaume I, departamento de ingeniería mecánica y construcción – Castellon, España. Retrieved from [http://www.mecapedia.uji.es/calculo\\_resistente\\_de\\_chavetas.htm](http://www.mecapedia.uji.es/calculo_resistente_de_chavetas.htm) [16 abril 2018]
- [39] SKF SVENSKA KULLAGERFABRIKEN AB (2015). Rodamientos. [ebook] SKF. Available at: <http://www.skf.com/> [29 Mayo 2018].
- [40] HONDA, S. (2018). HONDA MOTOS COLOMBIA. [online] Honda Motos Colombia. Available at: <http://www.honda.com.co/> [30 Mayo 2018].
- [41] 3DCADBROWSER.COM. (2001). 3D Models, CAD Solids - 3D CAD Browser. [online] Available at: <https://www.3dcadbrowser.com/> [30 abril 2018].
- [42] GRABCAD COMMUNITY. (2018). Save Time and Improve your Marks with CiteThisForMe, The No. 1 Citation Tool. [online] Available at: <http://www.citethisforme.com/> [30 abril 2018].
- [43] KISTLER, W. AND CONRAD SONDEREGGER, H. (2018). Sistemas de Medición y Sensores | Kistler. [online] Kistler.com. Available at: <https://www.kistler.com/es/> [30 abril 2018].
- [44] EDGAR ORTEGÓN, JUAN FRANCISCO, ADRIANA PRIETO, Metodología del marco lógico para la planificación, el seguimiento y la evaluación de proyectos y programas, Naciones Unidas, CEPAL
- [45] DEUTSCHMAN, A., MICHELS, W., & WILSON, C. (1991). *Diseño de máquinas*. México: CECSA.

## ANEXOS

Se presenta la matriz de marco lógico mediante la metodología propuesta en base a los objetivos y necesidades del proyecto:

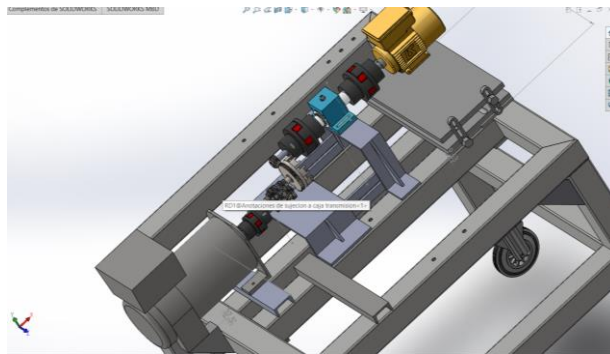
- Matriz de marco lógico

*Tabla 65: Matriz de marco lógico, autores.*

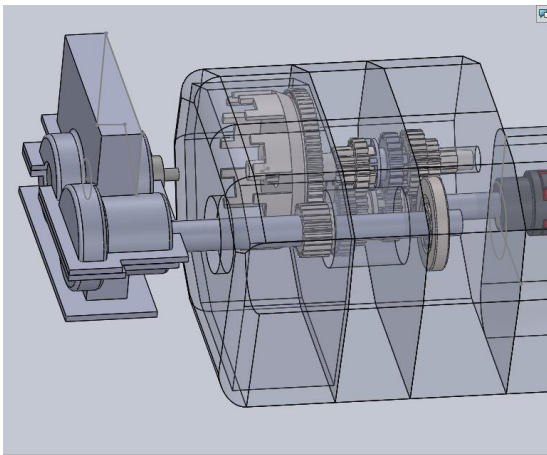
Resumen narrativo de Objetivos	Indicadores	Medios de verificación	Supuestos
<b>META</b>			
Contribuir con la comunidad libertadora en el ámbito científico, técnico y práctico en el área de motores de combustión interna al ofrecer un banco de pruebas enfatizando graduar profesionales en la rama de ingeniería mecánica con bases Teórico-práctico relacionadas a los MCI y diseño para la incursión en el empleo como también en los temas investigativos.	Incrementar la parte científica y practica dentro de las instalaciones de la universidad respecto a la industria automotriz y los motores de combustión interna y diseño de ingeniería	Generar empleados profesionales en la rama de ingeniería mecánica.	Por parte de los estudiantes de ingeniería mecánica desarrollar proyectos y desarrollo de investigación en las áreas influyentes para el estudio de los MCI.
<b>PROPÓSITO</b>			
Tener la capacidad de emplear segura y adecuadamente prácticas de laboratorio que impulsen el desarrollo frente a las nuevas tecnologías en el desempeño de MCI y pruebas experimentales.	Lograr la construcción de las curvas, análisis y demás resultados en los experimentos del MCI. Desarrollar más investigaciones y creación de semilleros en base a los MCI y de combustibles.	Lograr registros y certificados de pruebas de desempeño realizadas en los diferentes MCI.	Se da el desarrollo de análisis de fiabilidad y ejecución del proyecto formulado.
<b>RESULTADOS</b>			
Implementación adecuada del Banco de pruebas para realizar trabajos de investigativos con MCI y con equipos que garanticen la seguridad de operación a la comunidad libertadora	Desarrollo de las actividades de investigación y prácticas experimentales de los bancos de prueba para un MCI con el fin de desarrollar pruebas de diagnóstico, reportes de emisiones, curvas de desempeño y caracterización de potencia y torque máximo.	Revisión de manuales e información técnica de los equipos y sistemas.	La universidad Los Libertadores asigne un espacio para la instalación e implementación del banco de pruebas. Para el desarrollo de investigación y prácticas para la capacitación del banco de pruebas.
<b>ACTIVIDADES</b>			
Cotizar sistemas y equipos necesarios suficientes para la implementación y operación del banco de pruebas.	Cotizaciones presentadas para proveer equipos y sistemas para el banco de pruebas que cumplan con las especificaciones técnicas y requerimientos presentados.	Revisión técnica para el óptimo funcionamiento de las partes puestas en el banco de pruebas.	Aprobación del proyecto con financiamiento en las necesidades para el montaje del banco de pruebas.
Diseñar y calcular un sistema de transmisión óptimo para el banco de pruebas de motores de combustión interna	Por medio de la ayuda del software (CAD) realizar un diseño que se ajuste a las condiciones o requerimientos que optimicen el uso del banco de pruebas para MCI actual, con sus respectivos cálculos teóricos que soporten la funcionalidad de los elementos mecánicos en el banco.	Visualización digital de los avances de modelación y diseño del proyecto para la implementación del banco de pruebas.	
Instalar e implementar el sistema de transmisión en el banco de pruebas para motores de combustión interna	Adecuar de manera segura el espacio físico del banco de pruebas teniendo en cuenta los equipos externos para obtener una operación óptima de este.	Inspección y verificación del grupo de involucrados referente a instalación óptima para el desarrollo del banco de MCI	

- Pre-diseños

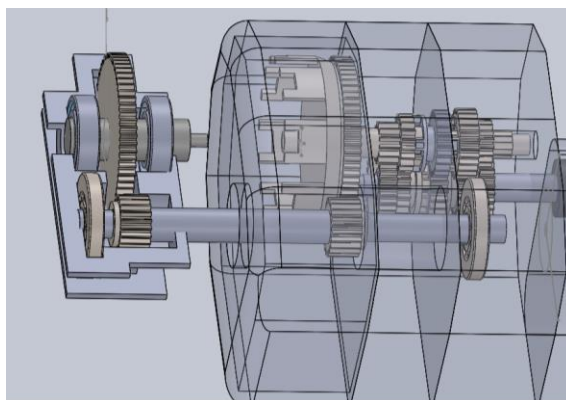




*Figura 89: Primer pre-diseño, vista general, autores*



*Figura 90: Primer pre-diseño caja reductora, autores*



*Figura 91: Forma interna del primer diseño de la caja reductora, autores*

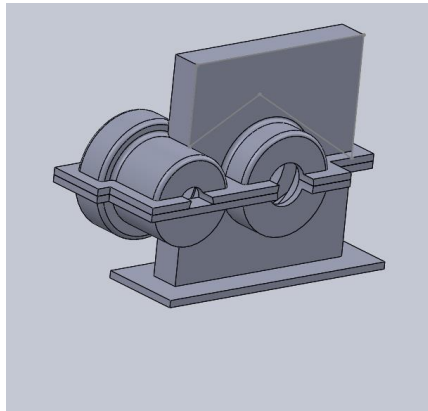


Figura 92: Primer pre-diseño caja reductora, segunda vista, autores

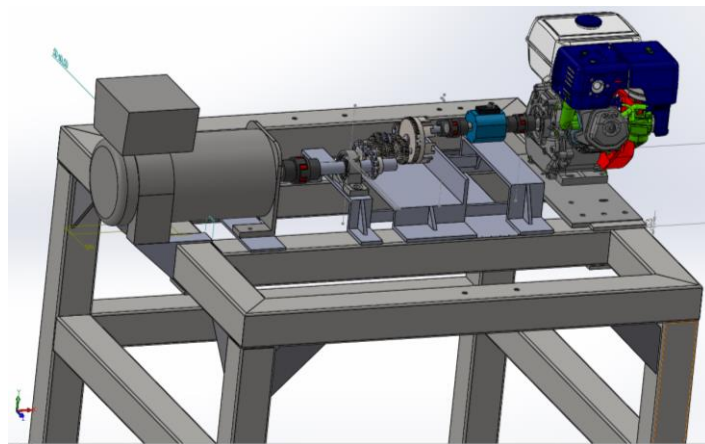


Figura 93: Posteriores diseños, vista general, autores

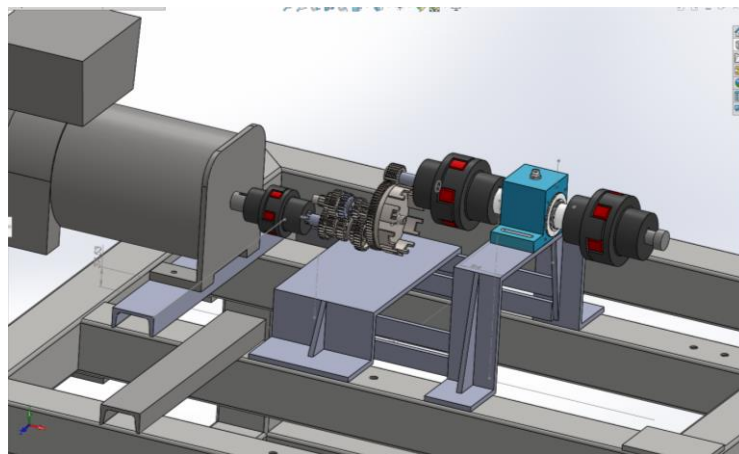


Figura 94: Posteriores diseños, segunda vista, autores

- Planos de fabricación

- 1. Caja de reducción

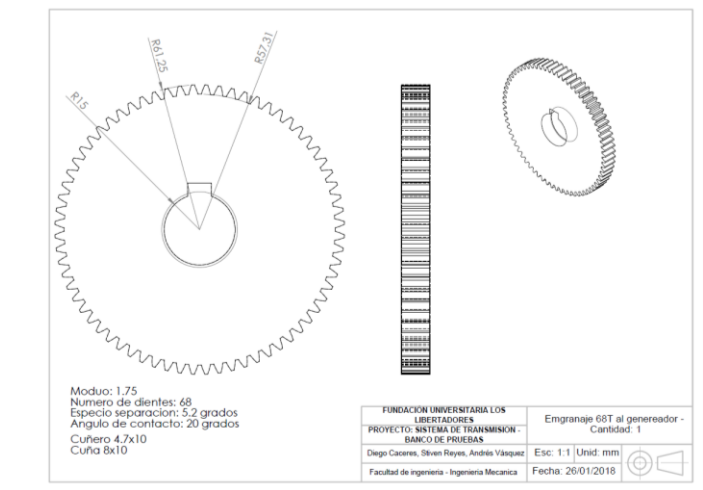


Figura 95: Engranaje 68 T, generador, autores

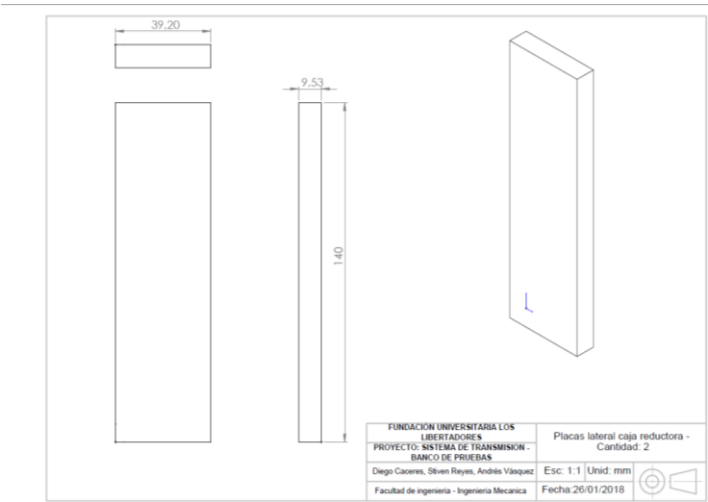


Figura 96: Placa lateral, autores

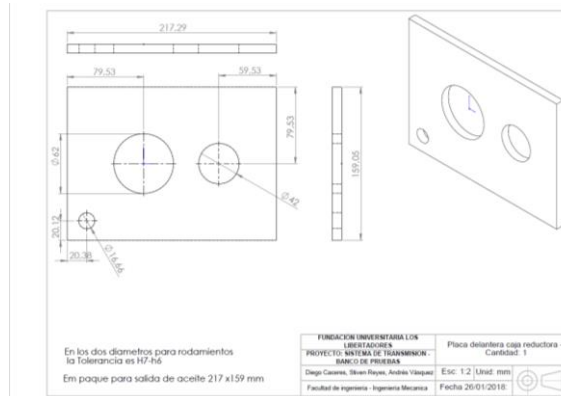


Figura 97: Placa delantera, autores

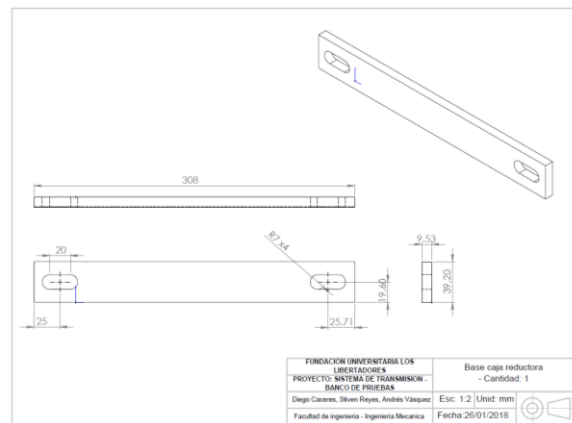


Figura 98: Placa inferior, autores

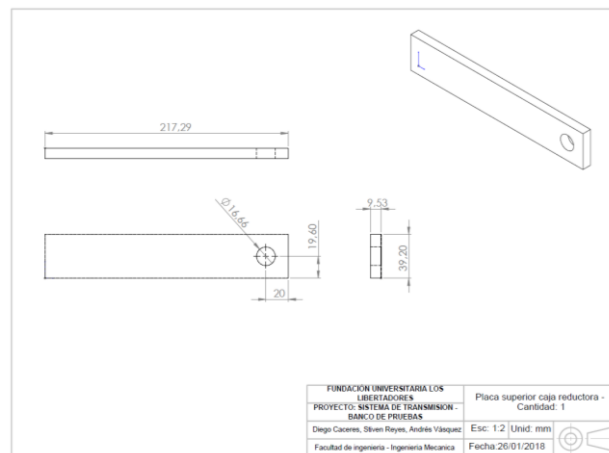


Figura 99: Placa superior, autores

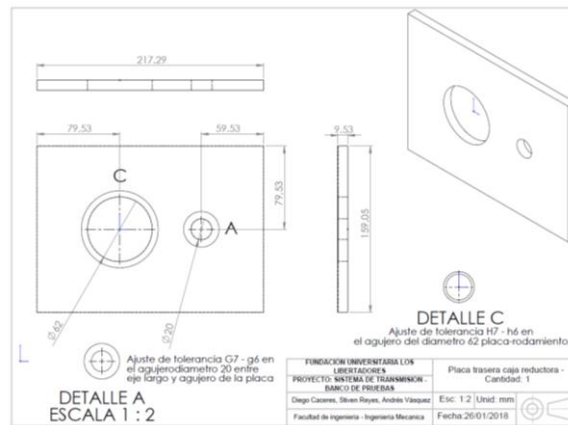


Figura 100: Placa trasera, autores

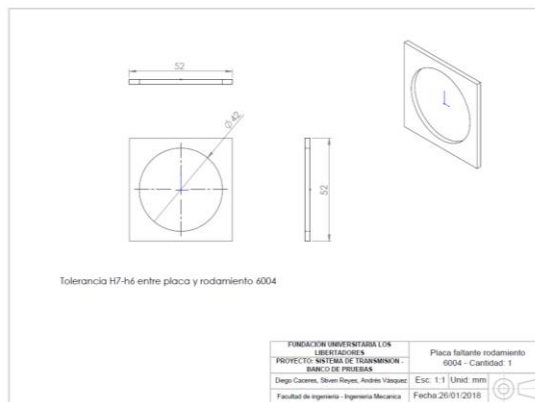


Figura 101: Tapa rodamiento 6004, autores

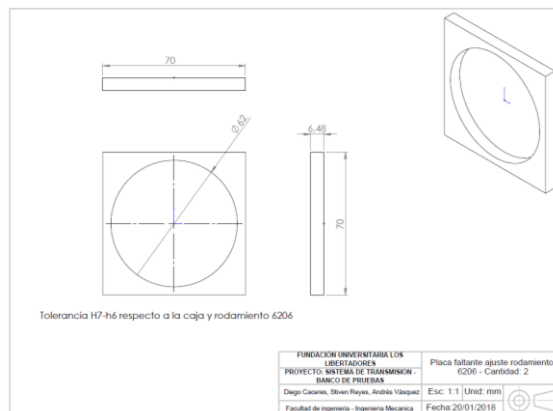


Figura 102: Tapa rodamiento 6206, autores

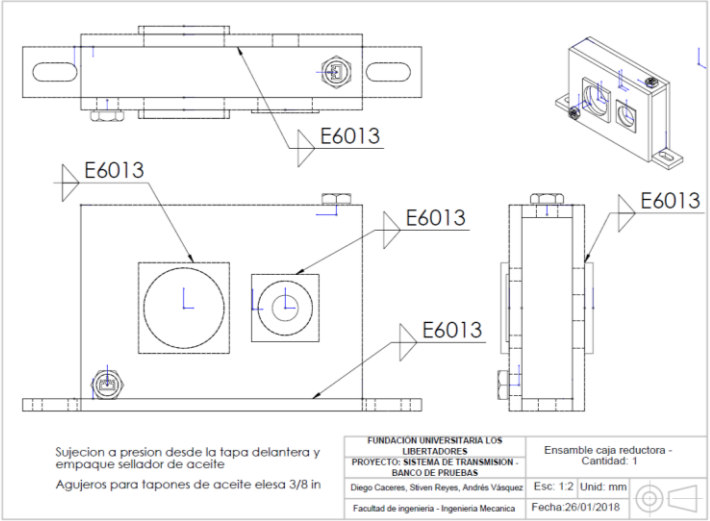


Figura 103: Caja de reducción, ensamble general, autores

## 2. Ejes

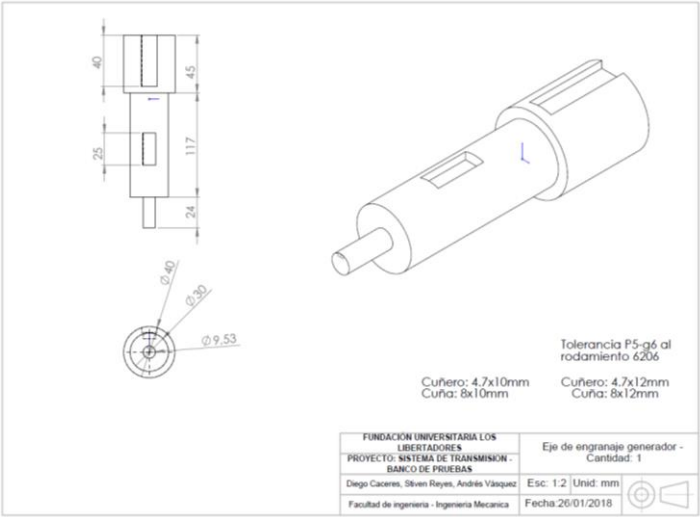


Figura 104: Eje cuatro, autores

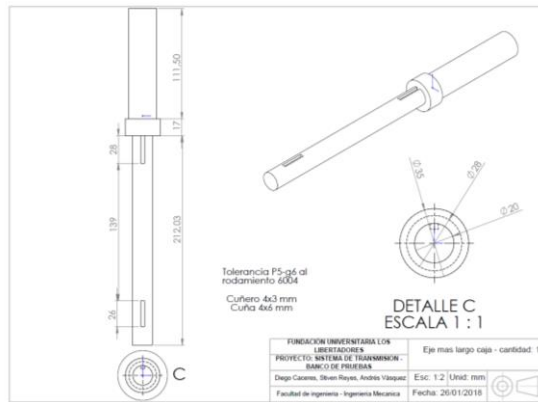


Figura 105: Eje tres, dentro caja de transmisión, autores

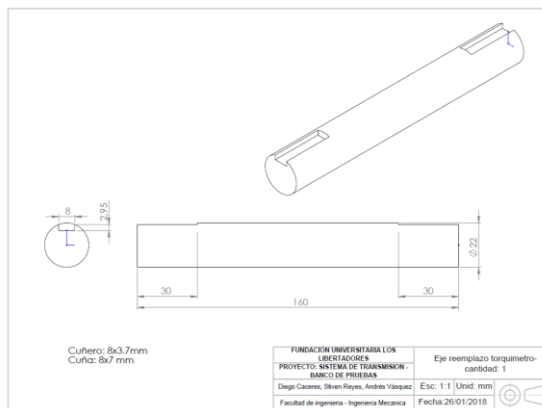


Figura 106: Eje reemplazo torquimetro, autores

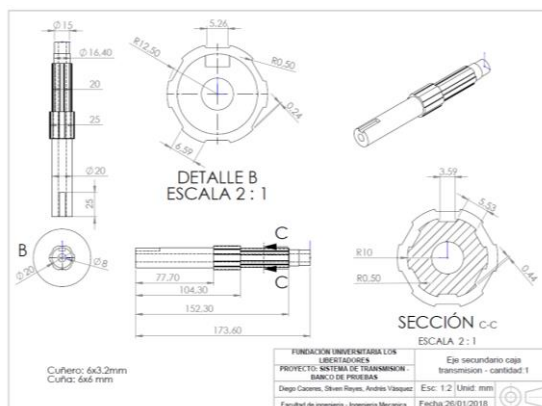


Figura 107: Eje principal, caja de transmisión, autores

3. Engranajes

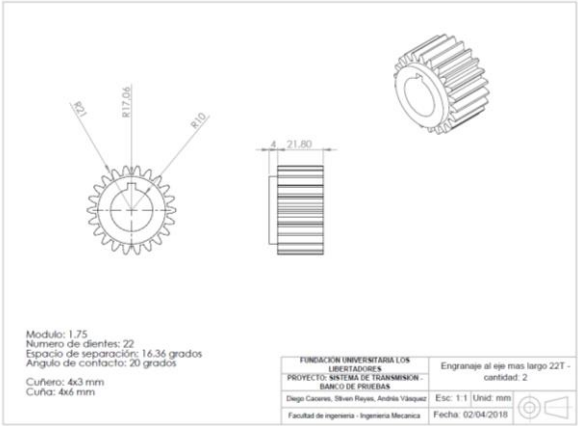


Figura 108: Engranaje 22T, eje tres, autores

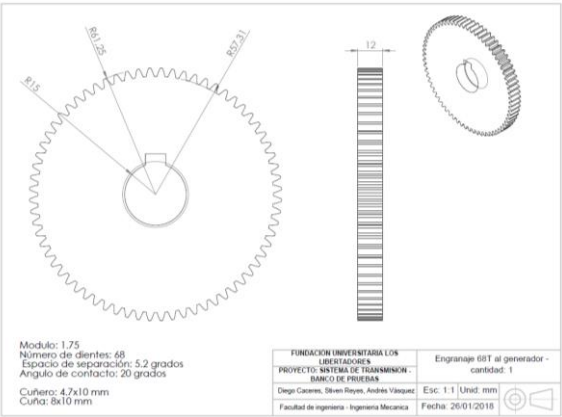


Figura 109: Engranaje 68T, eje cuatro, autores

4. Sujeción al generador



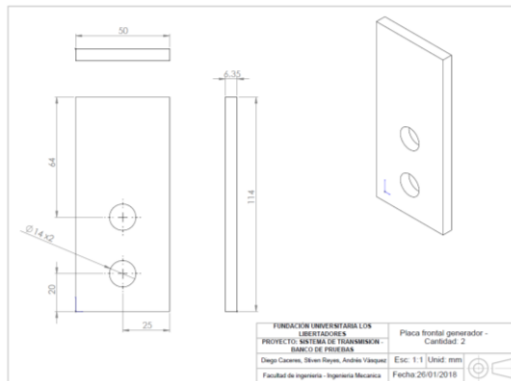


Figura 110: Placa frontal, generador, autores

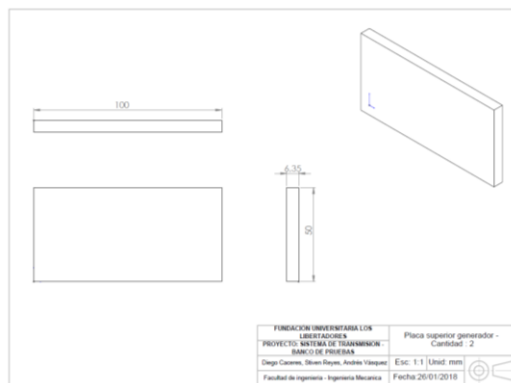


Figura 111: Placa superior, generador, autores

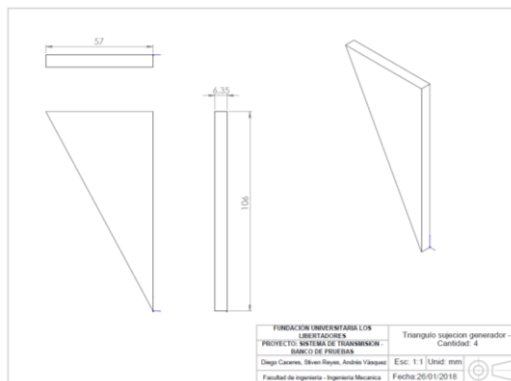


Figura 112: Triangulo, generador, autores

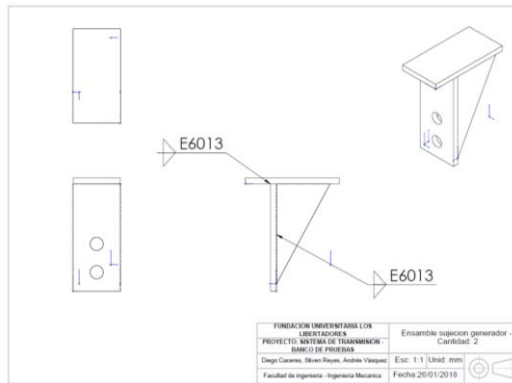


Figura 113: Ensamble, pie amigo, generador, autores

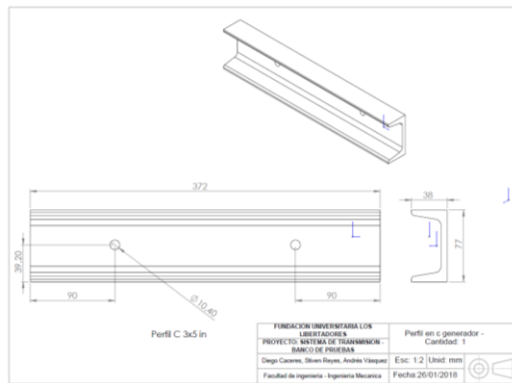


Figura 114: Perfil en C, generador, autores

## 5. Sujeción caja de reducción

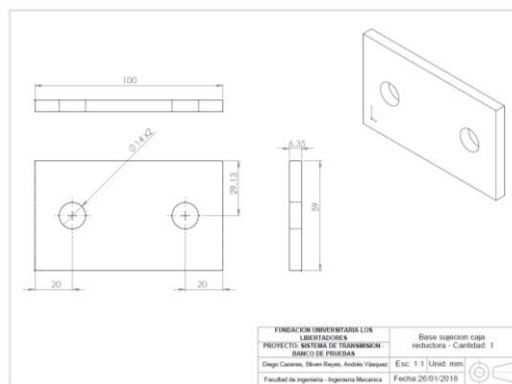


Figura 115: Base, sujeción caja de reducción, autores

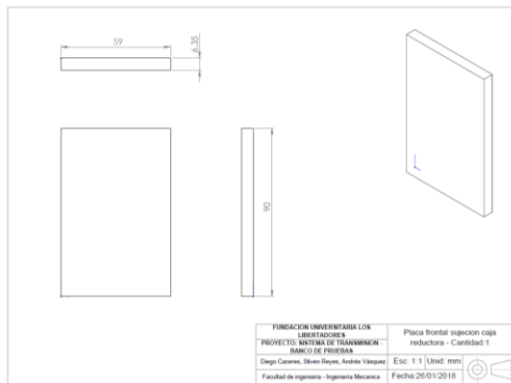


Figura 116: Placa frontal, sujeción caja de reducción, autores

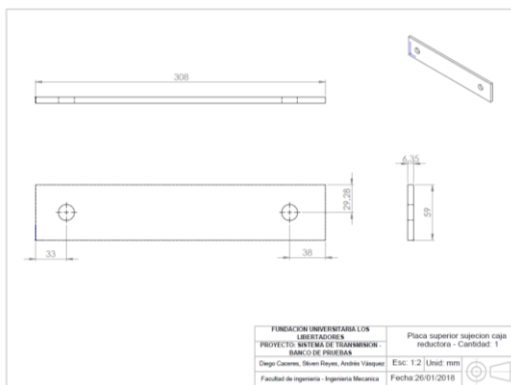


Figura 117: Placa superior, sujeción caja de reducción, autores

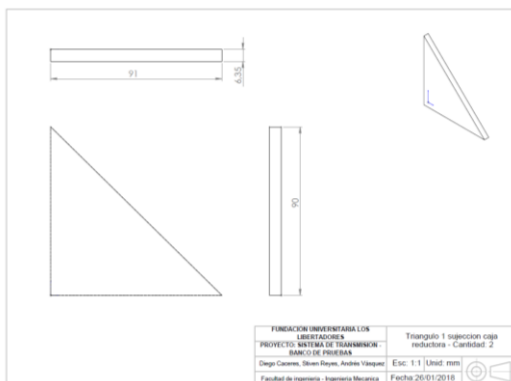


Figura 118: Triangulo 1, sujeción caja de reducción, autores

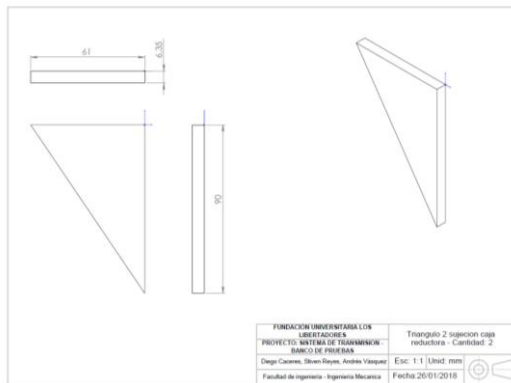


Figura 119: Triangulo 2, sujeción caja de reducción, autores

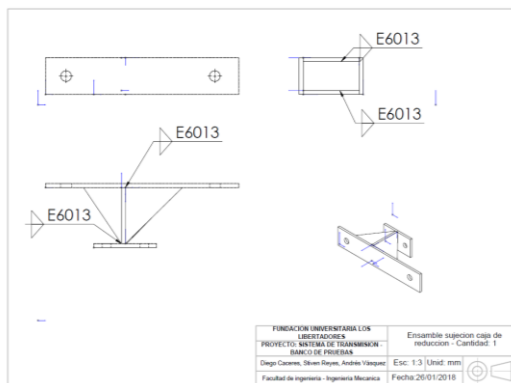


Figura 120: Ensamble sujeción caja de reducción, autores

## 6. Sujeción a la caja de transmisión

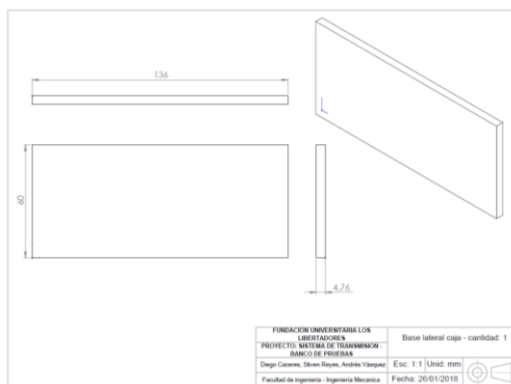


Figura 121: Base lateral, sujeción caja de transmisión, autores

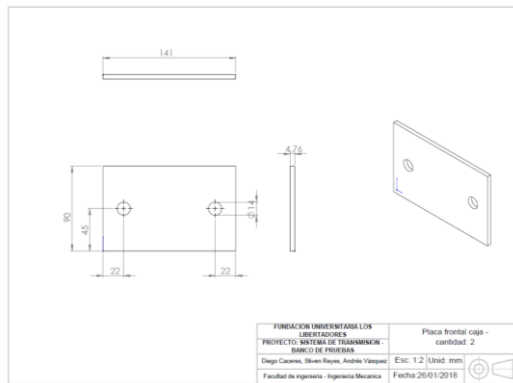


Figura 122: Placa frontal, sujeción caja de transmisión, autores

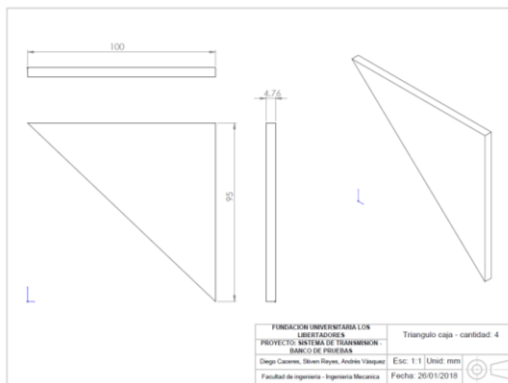


Figura 123: Triangulo caja, sujeción caja de transmisión, autores

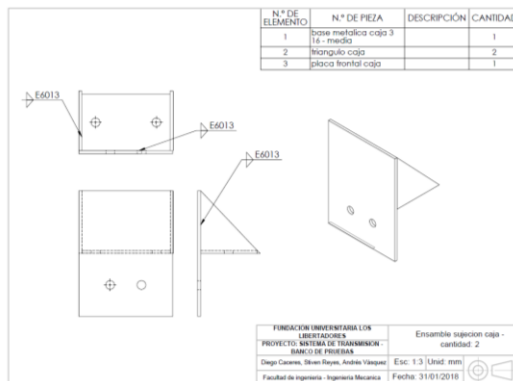


Figura 124: Ensamble sujeción caja de transmisión, autores

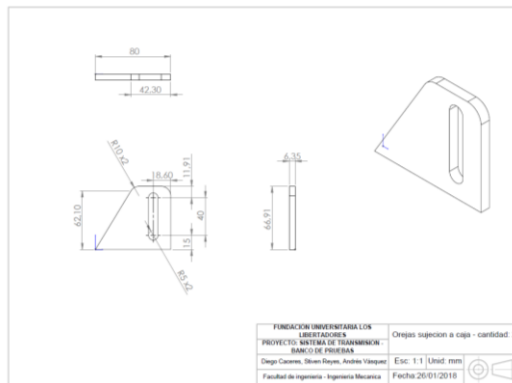


Figura 125: Orejas 1, sujeción caja de transmisión, autores

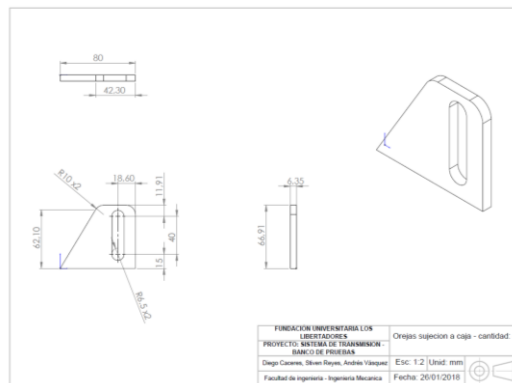


Figura 126: Orejas 2, sujeción caja de transmisión, autores

## 7. Sujeción torquimetro

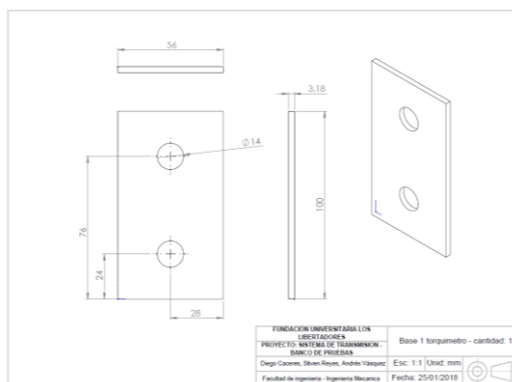


Figura 127: Base 1, sujeción torquimetro, autores

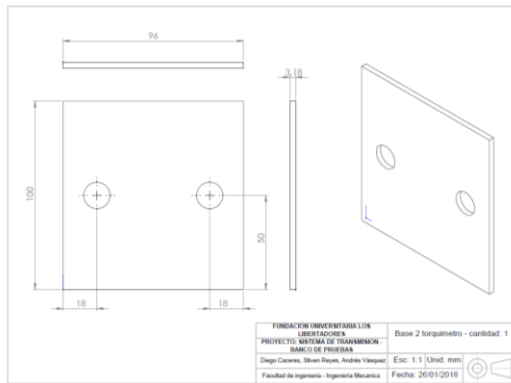


Figura 128: Base 2, sujeción torquimetro, autores

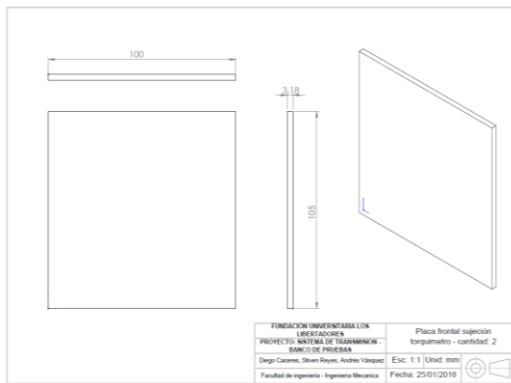


Figura 129: Placa frontal, sujeción torquimetro, autores

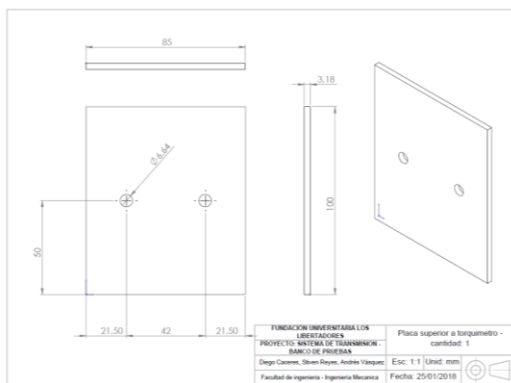


Figura 130: Placa superior, sujeción torquimetro, autores





9. Banco de pruebas

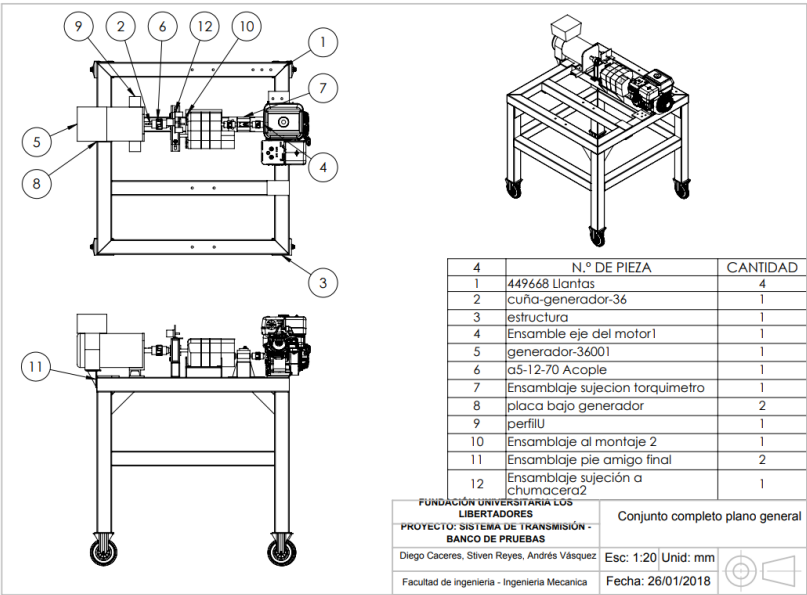


Figura 134: Conjunto general, autores